




Escola Universitària d'Enginyeria
Tècnica Industrial de Barcelona
Consorci Escola Industrial de Barcelona

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Memòria i Pressupost



"ESTUDI AMB CFD DE LA TURBINA DEL LABORATORI DE FLUIDS"

TFG presentat per optar al títol de GRAU en
ENGINYERIA MECÀNICA
per **Roger i Joan Fusté**

Barcelona, 08 de Juny de 2016

Director: Alfred Fontanals Garcia
Departament de Mecànica de Fluids (D729)
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)



Escola Universitària d'Enginyeria
Tècnica Industrial de Barcelona
Consorci Escola Industrial de Barcelona

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Memòria i Pressupost

“ESTUDI AMB CFD DE LA TURBINA DEL LABORATORI DE FLUIDS”

TFG presentat per optar al títol de GRAU en
ENGINYERIA MECÀNICA
per **Roger Pijoan Fusté**

Barcelona, 08 de Juny de 2016

Director: Alfred Fontanals Garcia
Departament de Mecànica de Fluids (D729)
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

Índex

Índex de Figures	9
Índex de Taules	14
RESUM	16
RESUMEN	16
ABSTRACT	17
AGRAÏMENTS	18
CAPÍTOL 1: INTRODUCCIÓ	19
CAPÍTOL 2: OBJECTIU I ABAST DEL PROJECTE	20
CAPÍTOL 3: ASPECTES TEÒRICS	21
3.1. Turbina Francis	21
3.2. CFD	25
3.2.1. Que és el CFD?	25
3.2.2. Com funciona un CFD?	27
3.3. Interacció RSI	29
CAPÍTOL 4: METODOLOGIA I FASES DEL PROJECTE	31
CAPÍTOL 5: DISSENY DE LA GEOMETRIA I EL MALLAT	34
CAPÍTOL 6: EXPERIMENTACIÓ I EXTRACCIÓ DE RESULTATS EXPERIMENTALS	43
6.1. Model de càlcul	48
6.2. Taules de dades	51
6.3. Càlcul dels resultats dels valors experimentals	51
6.3.1. Velocitat del fluid de treball a l'entrada de la turbina	52
6.3.2. Velocitat del fluid de treball a la sortida de la turbina.....	52
6.3.3. Total d'altura neta total disponible en l'entrada de la turbina	52
6.3.4. Potència neta	52
6.3.5. Velocitat angular de gir de la turbina en rad/s	52
6.3.6. Par motor	52
6.3.7. Potència útil	52
6.3.8. Rendiment global de la turbina	52
6.4. Taula de resultats dels valors experimentals	53
CAPÍTOL 7: SIMULACIÓ EN CFD	56
CAPÍTOL 8: ANÀLISIS DE RESULTATS DE LA SIMULACIÓ	62
8.1. Resultats de la simulació	62
8.2. Gràfics obtinguts de la simulació	63

8.2.1. Gràfic de contorn de la pressió estàtica.....	63
8.2.2. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta.....	67
8.2.3. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència	69
8.2.4. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta	72
8.2.5. Gràfic de vectors de la velocitat relativa en el rodet	75
8.2.6. Gràfics de línies de traça.....	77
8.2.7. Gràfics de pressió en el temps dels monitors	79
8.2.8. Gràfics en el temps del C_L dels àleps directrius i del rodet	83
8.2.9. Gràfics de freqüències de variació de pressió dels monitors ..	85
8.2.10. Gràfics de freqüències de variació del C_L dels àleps directrius i del rodet	86
CAPÍTOL 9: CÀLCUL DE RESULTATS TEÒRICS	88
9.1. Model de càlcul dels triangles de velocitats i l'altura teòrica d'Euler	88
9.2. Model de càlcul de les freqüències potencials	92
9.3. Taules de dades	93
9.4. Càlcul de velocitats i altura teòrica d'Euler	93
9.4.1. Coeficient d'obstrucció.....	93
9.4.2. Velocitat absoluta radial.....	93
9.4.3. Velocitat relativa tangencial	94
9.4.4. Velocitat angular.....	94
9.4.5. Velocitat d'arrossegament.....	94
9.4.6. Velocitat absoluta tangencial	94
9.4.7. Altura teòrica d'Euler.....	94
9.5. Triangles de velocitats	95
9.6. Determinació de les freqüències potencials	96
9.6.1 Freqüència de gir del rodet.....	96
9.6.2 Període de gir del rodet	96
9.6.3 Període de pas dels àleps del rodet entre els àleps directrius .	96
9.6.4. Freqüències de pulsació del rodet	96
9.6.5. Freqüències de pulsació del distribuïdor	96
CAPÍTOL 10: COMPARATIVA DE RESULTATS	98
10.1. Resultats CFD – Valors teòrics.....	98
10.1.1. Relació entre altures teòriques.....	98
10.1.2. Comparativa de les freqüències obtingudes en CFD amb les teòriques.....	99
10.2. Resultats CFD – Valors experimentals	102

10.2.1. Relació d'altures netes	102
10.2.2. Relació de rendiments	103
CAPÍTOL 11: ESTUDI DE DETECCIÓ DE POSSIBLES OBSTRUCCIONS DE LA TURBINA.....	104
11.1. Casos estudiats	104
11.2. Mallat dels casos	105
11.3. Simulació dels casos	106
11.4. Extracció de resultats	106
11.4.1. Gràfic de contorn de la pressió estàtica	106
11.4.2. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta	108
11.4.3. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència.....	111
11.4.4. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta	113
11.4.5. Gràfic de vectors de la velocitat relativa en el rodet.....	114
11.4.6. Gràfics de pressió en el temps dels monitors	115
11.4.7. Gràfics en el temps del C_L dels àleps directrius i del rodet	117
11.4.8. Gràfics de freqüències de variació de pressió dels monitors	118
11.4.9. Gràfics de freqüències de variació del C_L dels àleps directrius i del rodet	119
11.5. Comparativa de resultats	119
11.5.1. Gràfics de pressió en el temps dels monitors	119
11.5.2. Gràfics en el temps del C_L dels àleps directrius i del rodet	121
11.5.3. Gràfics de freqüències de variació de pressió dels monitors	122
11.5.4. Gràfics de freqüències de variació del C_L dels àleps directrius i del rodet	126
11.6. Disseny d'un mètode per detectar possibles obstruccions.....	127
CAPÍTOL 12: PRESSUPOST	129
12.1. Software.....	129
12.2. CPU	130
12.3. Recollida de dades experimentals	130
12.4. Desenvolupament i càlcul computacional	130
12.4.1. Mallat	130
12.4.2. Simulació	130
12.5. Desenvolupament i càlcul teòric	130
12.6. Elaboració de la documentació	131
12.6.1. Elaboració de la memòria	131
12.6.2. Elaboració de la presentació	131
12.7. Pressupost.....	131

12.8. Viabilitat econòmica	132
CAPÍTOL 13: CONCLUSIONS	133
13.1. Resum de conclusions extretes durant el treball	133
13.2. Relació entre velocitat absoluta i pressió estàtica	136
CAPÍTOL 14: Bibliografia	138
14.1. Bibliografia de consulta	138

Índex de Figures

Figura 1. Turbina Francis.....	21
Figura 2. Turbina Pelton.....	22
Figura 3. Turbina Kaplan.....	22
Figura 2. Càmera espiral d'una turbina Francis.....	23
Figura 3. Rodet (vermell) i àleps directrius (groc) d'una turbina Francis.....	23
Figura 4. Rodet Francis lent, $\beta_1 < 90$	24
Figura 5. Rodet Francis normal, $\beta_1 = 90$	24
Figura 6. Rodets Francis ràpids, $\beta_1 < 90$	25
Figura 7. Tub d'aspiració segons l'eix de la turbina.....	25
Figura 10. Interacció de flux potencial.....	30
Figura 11. Interacció d'excitació o del deixant.....	30
Figura 12. Geometria utilitzada.....	34
Figura 13. Geometria interna del BOLC 1.....	35
Figura 14. Geometria interna del BOLC 2.....	35
Figura 15. Geometria interna del BOLC 3.....	35
Figura 16. Zones de l'estator que han precisat d'una malla més fina...	37
Figura 17. Zones del rotor que han precisat d'una malla més fina.....	38
Figura 18. Zones del tub d'aspiració que han precisat d'una malla més fina.	39
Figura 19. Mallat de la capa límit segons el mètode utilitzat.....	40
Figura 20. "Inflate" a l'entrada del tub d'aspiració.....	42
Figura 21. Obertura mínima, cap volta de cargol.....	44
Figura 22. Obertura d'una volta de cargol.....	44
Figura 23. Obertura de dues voltes de cargol.....	44
Figura 24. Obertura de tres voltes de cargol, 100%.....	44
Figura 25. Angle α_1 de l'obertura mínima, cap volta de cargol.....	45
Figura 26. Angle α_1 de l'obertura d'una volta de cargol.....	45
Figura 27. Angle α_1 de l'obertura de dues voltes de cargol.....	45
Figura 28. Angle α_1 de l'obertura de tres voltes de cargol, 100%.....	45
Figura 29. Angle α_1 de l'obertura de la geometria 3D.....	45
Figura 30. Banca d'assaig del laboratori.....	46
Figura 31. Vista lateral de la turbina.....	46
Figura 32. Vista del tub d'aspiració.....	46
Figura 33. Fre Prony.....	46

Figura 34. Corba característica d'una bomba centrífuga (H-Q).	48
Figura 35. Gràfica de resultats del grup d'altura 4m.	54
Figura 36. Visualització dels tres blocs de malla units en Fluent.	56
Figura 37. Captura de pantalla dels diferents models de turbulència en fluent.	57
Figura 38. Captura de pantalla del model de càlcul superior elegit al final.	57
Figura 39. Captura de pantalla de la configuració del moviment del rodet.	58
Figura 40. Captura de pantalla del mètode de solució escollit.....	59
Figura 41. Distribució dels monitors puntuals.....	60
Figura 42. Captura de pantalla del salt de temps i el nombre d'iteracions aplicat.	61
Figura 43. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina en el pla Y central.	64
Figura 44. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina en el pla Z central.	64
Figura 45. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de l'estator en el pla Y central.	65
Figura 46. Gràfic de contorn de la pressió estàtica del rodet en el pla Y central.	65
Figura 47. Gràfic de contorn de la pressió estàtica del tub d'aspiració en el pla Z central.	66
Figura 48. Formació de bombolles en una hèlix a causa de la cavitació.	67
Figura 49. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina en el pla Y central.....	67
Figura 50. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina en el pla Z central.....	68
Figura 51. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta del roder en el pla Y central.	68
Figura 52. En color vermell, la zona de major velocitat en tota la turbina.	69
Figura 53. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina en el pla Y central.	70
Figura 54. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina en el pla Z central.	70
Figura 55. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència del rodet en el pla Y central.....	71
Figura 56. Interacció d'excitació o de deixant.	71
Figura 57. Interacció potencial.....	72

Figura 58. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta de la turbina en el pla Y central.....	72
Figura 59. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta del rodet en el pla Y central.	73
Figura 60. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta del rodet en el pla Z central.	73
Figura 61. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta del tub d'aspiració en el pla Z central.	74
Figura 62. Secció de l'entrada del tub d'aspiració.	74
Figura 63. Secció de sortida del tub d'aspiració.	74
Figura 64. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta de la sortida del tub d'aspiració en el pla Z central.....	75
Figura 65. Gràfic de vectors de la velocitat relativa del rodet en el pla Y central.	76
Figura 66. Gràfic de vectors de la velocitat relativa del rodet en el pla Z central.	76
Figura 67. Vòrtex generat entre àleps del rodet.	77
Figura 68. Petits vòrtexs generats pel desprendiment de la capa límit. .	77
Figura 69. Gràfic de línies de traça del flux de la turbina.	77
Figura 70. Gràfic de línies de traça del flux en l'estator.	78
Figura 71. Vòrtex o recirculació entre els àleps del rotor.	78
Figura 72. Gràfic de línies de traça del flux en el tub d'aspiració.....	79
Figura 73. Ubicació i nom dels vuit monitors puntuals de pressió.....	79
Figura 74. Gràfica de variació de pressió dels 8 monitors.	81
Figura 75. Gràfica de variació de pressió dels 6 monitors del distribuïdor.	82
Figura 76. Gràfica de variació de pressió dels 2 monitors d'entrada al rodet.....	82
Figura 77. Valors de referencia utilitzats en la simulació.....	84
Figura 78. Esquema de l'àrea efectiva d'un rodet.	88
Figura 79. Triangle de velocitats en l'entrada del rodet.	95
Figura 80. Triangle de velocitats a la sortida del rodet.	95
Figura 81. Recirculació del fluid entre els àleps del rotor.	98
Figura 82. Geometria estator amb una obstrucció del 100%.	104
Figura 83. Zoom de l'obstrucció del 100%.....	104
Figura 84a. Vista 1 de la geometria de l'estator amb una obstrucció del 50%.	105
Figura 85b. Vista 2 de la geometria de l'estator amb una obstrucció del 50%.	105

Figura 86. Mallat de capa límit en l'obstrucció del 50%.	105
Figura 87. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina obstruïda en el pla Y central.	107
Figura 88. Zoom del gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina obstruïda en el pla Y central.	107
.....	108
Figura 89. Secció vertical just abans de l'obstrucció.....	108
.....	108
Figura 90. Secció vertical de de l'obstrucció.....	108
Figura 91. Secció vertical just després de l'obstrucció.	108
.....	108
Figura 92. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina obstruïda en el pla Y central.	108
Figura 93. Zoom del gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina obstruïda en el pla Y central.	109
Figura 94. Zoom de l'obstrucció.	109
Figura 95. Zona superior a l'obstrucció.	110
Figura 96. Secció vertical just abans de l'obstrucció.....	110
.....	110
Figura 97. Secció vertical de de l'obstrucció.....	110
.....	110
Figura 98. Secció vertical just després de l'obstrucció.	110
.....	110
Figura 99. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina obstruïda en el pla Y central.	111
Figura 100. Zoom del gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina obstruïda en el pla Y central.	111
Figura 101. Zoom de l'obstrucció.	112
Figura 102. Zona superior a l'obstrucció.	112
Figura 103. Secció vertical just abans de l'obstrucció.....	113
.....	113
Figura 104. Secció vertical de de l'obstrucció.....	113
.....	113
Figura 105. Secció vertical just després de l'obstrucció.	113
.....	113
Figura 106. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta de la turbina obstruïda en el pla Y central.	113
Figura 107. Zoom de l'obstrucció.	114

Figura 108. Zona superior a l'obstrucció.	114
Figura 109. Gràfic de vectors de la velocitat relativa del rodet en el pla Y central.	115
Figura 110. Ubicació i nom dels vuit monitors puntuals de pressió....	115
Figura 111. Diagrama de fases del mètode de detecció d'obstruccions.	127
Figura 112. Rendiments característics de diferents classes de turbines.	135

Índex de Taules

Taula 1. Dades experimental de la turbina.	47
Taula 2. Dades i dimensions de la turbina.	51
Taula 3. Resultats de la turbina.	51
Taula 4. Assaig escollit com a exemple de càlcul.	52
Taula 5. Resultats dels diferents assajos experimentals.	53
Taula 6. Resultats de l'assaig escollit.	54
Taula 7. Condicions de contorn.	58
Taula 8. Coordenades dels monitors puntuals.	60
Taula 9. Valors numèrics obtinguts de la simulació.	62
Taula 10. Gràfiques de pressió en el temps dels 8 monitors.	80
Taula 11. Interval·ls d'oscil·lació i valor mitjà dels 8 monitors.	81
Taula 12. Gràfiques del CL en els àleps.	83
Taula 13. Interval·ls d'oscil·lació i valor mitjà del CL dels àleps.	83
Taula 14. Gràfiques de freqüències de variació de pressió dels 8 monitors.	85
Taula 15. Gràfiques de freqüències de variació del CL dels àleps.	86
Taula 16. Dades i dimensions de la turbina.	93
Taula 17. Freqüències d'interacció potencial al rodet.	96
Taula 18. Freqüències d'interacció potencial al distribuïdor.	97
Taula 19. Freqüències d'interacció potencial al rodet.	99
Taula 20. Freqüències d'interacció potencial al distribuïdor.	99
Taula 21. Coincidència de pics experimentals amb freqüències teòriques.	100
Taula 22. Gràfiques de pressió en el temps dels 8 monitors.	116
Taula 23. Interval·ls d'oscil·lació i valor mitjà dels 8 monitors.	117
Taula 24. Gràfiques del CL en els àleps.	117
Taula 25. Interval·ls d'oscil·lació i valor mitjà del CL dels àleps.	118
Taula 26. Gràfiques de freqüències de variació de pressió dels 8 monitors.	118
Taula 27. Gràfiques de freqüències de variació del CL dels àleps.	119
Taula 28. Taula de comparació dels gràfics de pressió. ¡Error! Marcador no definido.	
Taula 28. Taula de comparació dels gràfics del CL.	122

Taula 29. Taula de comparació dels gràfics de freqüències de la pressió.	123
Taula 30. Taula de comparació dels gràfics de freqüències del CL.	126
Taula 31. Pressupost de l'estudi.	131

RESUM

El present projecte de final de grau consisteix en l'estudi del comportament del fluid de treball a l'interior de la turbina Francis del Laboratori de Mecànica de fluids de la EUETIB. Aquest estudi s'ha dut a terme mitjançant una simulació CFD en Ansys Fluent, programa que permet reproduir en 3D i a escala real el funcionament del fluid.

L'objectiu del estudi és entendre el funcionament del fluid amb la finalitat de justificar els diferents fenòmens que tenen lloc en una turbina.

L'estudi es basa en la realització de càlculs teòrics i assajos experimentals amb el propòsit de disposar d'un gran ventall de resultats i valors per tal de comparar els resultats teòrics com els experimentals amb els obtinguts de la simulació CFD.

A partir de la comparació realitzada, s'ha identificat semblances i diferències per tal d'esbrinar el per què d'aquestes, amb la finalitat d'extreure conclusions, entendre i justificar els diferents fenòmens que tenen lloc en una turbina, com la cavitació, les freqüències RSI, la generació de vòrtex, el despeniment de la capa límit, el "lift" en els àleps, etc.

A partir dels resultats obtinguts en aquest treball, es conclou que els estudis en CFD cada cop guanyen més protagonisme dins del món de la indústria gràcies a la seva gran fiabilitat i precisió dels seus resultats alhora de simular els diferents fenòmens que tenen lloc a la realitat, d'una forma més ràpida i econòmica. Tanmateix, cal remarcar que aquests estudis no són 100% fiables i es recomana acompanyar-los d'estudis experimentals posteriors més focalitzats segons els resultats obtinguts del CFD.

Per tal de dur a terme un estudi complert, també s'ha estudiat la detecció de possibles obstruccions dels àleps de la turbina i com aquestes afecten al comportament del fluid. Com a resultat d'aquest estudi es conclou un mètode d'identificació de possibles obstruccions en una turbina.

I finalment, s'ha elaborat un pressupost aproximat de projectes similars al realitzat i s'ha analitzat la seva viabilitat econòmica.

RESUMEN

El presente proyecto de fin de grado consiste en el estudio del comportamiento del fluido de trabajo en el interior de la turbina Francis del laboratorio de mecánica de fluidos de la EUETIB, mediante una simulación CFD en Ansys Fluent, intentando reproducir en 3D y a escala real su funcionamiento.

Se han realizado cálculos teóricos y ensayos experimentales en el laboratorio, para la extracción de resultados teóricos y experimentales, y así poder disponer de un amplio rango de resultados y valores para poder comprar con los obtenidos mediante la simulación CFD, i poder así extraer semejanzas y diferencias, e intentar averiguar el porqué de éstas, con la finalidad de extraer conclusiones, y entender y justificar los diferentes fenómenos que tienen lugar en una turbina, como la cavitación, las frecuencias RSI, la generación de vórtices, el desprendimiento de la capa límite, el "lift" en los álabes, etc.

A partir de los resultados obtenidos en este trabajo, se concluye que los estudios en CFD cada vez ganan más protagonismo dentro del mundo de la industria gracias a su gran fiabilidad y precisión de sus resultados a la vez de simular los diferentes fenómenos que tienen lugar en la realidad, de una forma rápida y económica. Sin embargo, hay que señalar que estos estudios no son 100% fiables y se recomienda acompañarlos de estudios experimentales posteriores más focalizados según los resultados obtenidos del CFD.

Se ha estudiado la detección y el comportamiento de posibles obstrucciones de los álabes de la turbina de estudio. E diseñado un método de identificación de posibles obstrucciones en una turbina.

Y por último, se ha elaborado un presupuesto aproximado de proyectos similares al realizado y se ha analizado su viabilidad económica.

ABSTRACT

This final degree project is about the study of the behaviour of the working fluid inside the Francis turbine in the fluid mechanics laboratory in EUETIB, through a CFD simulation with Ansys Fluent, trying to reproduce in 3D and in real scale its operation.

Theoretical calculations and experimental tests have been done in the laboratory, for the extraction of theoretical and experimental results, to have a wide range of results and values to compare with those obtained by CFD simulation, and extract similarities and differences between them, and try to figure out the why of these, in order to extract conclusions, and justify and understand the different phenomena that occur in a turbine such as cavitation, RSI frequencies, vortex generation, the shedding of the boundary layer, the "lift" in the blades, etc.

Based on the results obtained in this study, we conclude that studies in CFD are increasingly gaining prominence in the world of industry because of its high reliability and accuracy of its results simulating various phenomena that occur in reality, in a faster and more economical way. However, it should be noted that these studies are not 100% reliable and is recommended to

accompany them with more focused experimental studies according to the results of the CFD.

The detection and the possible obstructions behaviour of turbine blades have been studied. And a method of identifying possible obstructions in a turbine have been designed.

Finally, an estimated budget of such a study have been done where the economic viability of similar projects has been analysed.

AGRAÏMENTS

En primer lloc, m'agradaria donar les gràcies al meu tutor de TFG, Alfred Fontanals Garcia, per la seva ajuda i cooperació en tot moment, sempre que ho he necessitat no ha dubtat en atendre'm i a ajudar-me en tot el possible. Ha estat una gran guia per la realització del TFG.

En segon lloc, m'agradaria agrair-li al professor Alfredo Guardo Zabaleta per la seva ajuda en la realització del treball, gràcies per donar-me un cop de mà en tot moment.

I finalment, agrair a la meva família i amics, per estar durant tota la meva etapa universitària al meu costat donant-me suport en tot moment.

Gràcies a tots vosaltres per el vostre temps i la vostra ajuda prestada.

CAPÍTOL 1: INTRODUCCIÓ

Avui en dia obtenir energia elèctrica de fonts renovables s'està convertint en un fet indispensable per a la sustentació de la humanitat en el futur, en un món on els combustibles fòssils tenen data de venciment i on l'energia nuclear no deixa de ser una font d'alt risc que no deixa de promoure conflictes socials.

L'energia hidràulica s'està convertint cada cop més en una de les possibles solucions per escapar d'aquesta dependència que atrapa la humanitat als combustibles fòssils i a l'energia nuclear. Per tant, la construcció, disseny i estudi de turbines s'està convertint en una feina de rellotger per poder millorar dècimes en el seu rendiment.

El desenvolupament de les simulacions en CFD, han traslladat l'indústria de la generació elèctrica en turbines a una nova era. El CFD permet la realització d'estudis molt precisos i fiables del comportament del fluid de treball en turbines, d'una manera ràpida i econòmica, substituint en part un procés que requeria en innumerables assajos experimentals que requerien d'unes instal·lacions cares i d'un temps elevat.

L'estudi del comportament del fluid de treball en turbines mitjançant CFD per estudiar el fregament en les parets, la generació de turbulència, estudis de cavitació, etc., s'està convertint cada cop més en una necessitat i costum generalitzat en l'indústria. És bàsic poder entendre què passa a l'interior d'una turbina en funcionament per poder arribar a un rendiment òptim d'aquestes màquines. Un increment d'una dècima en el seu rendiment implica al llarg de l'any significa un important augment de benefici econòmic.

El present projecte de final de grau es basa en l'estudi del comportament del fluid de treball a l'interior de la turbina Francis del Laboratori de Mecànica de fluids de la EUETIB mitjançant càlculs teòrics, assajos experimentals i simulacions CFD en Ansys Fluent, reproduint en 3D i a escala real el funcionament del fluid.

La utilització de CFD s'està convertint cada cop més en un component vital en el disseny de productes i processos industrials.

CAPÍTOL 2:

OBJECTIU I ABAST DEL PROJECTE

L'objectiu principal d'aquest treball és estudiar el comportament del fluid i entendre què passa a l'interior d'una turbina mitjançant simulacions CFD, càlculs teòrics i assajos experimentals.

La turbina a estudiar és la turbina Francis del Laboratori de Mecànica de Fluids de l'Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona (EUETIB).

En primer pas, es construïran les respectives malles de la geometria obtinguda del TFG "Estudio sobre la simulación y la implantación de un mediador de caudal Winter-Kennedy en una turbina Francis del laboratorio de mecánica de fluidos en la EUETIB" realitzat per Adrián Blancas Mengod.

Una vegada construïdes les malles, es realitzaran diverses simulacions amb el programa Ansys Fluent amb l'objectiu d'estudiar el comportament de l'aigua en la turbina d'estudi. L'estudi es centrarà en l'anàlisi del fenomen de la cavitació, el fregament amb les parets, la turbulència, el desprendiment de la capa límit en els àleps, les freqüències d'iteració rotor-estator, les variacions de pressió i velocitat, etc.

Altrament a la simulació CFD, també es realitzaran càlculs teòrics i assajos experimentals per poder comparar resultats amb els obtinguts en la simulació, on s'extrauran conclusions.

D'altra banda i per completar l'estudi, s'analitzarà la detecció de possibles obstruccions dels àleps de la turbina i com aquestes afecten al comportament del fluid. L'objectiu d'aquest estudi és dissenyar un mètode d'identificació de possibles obstruccions en una turbina.

I finalment, com a últim punt d'aquest projecte s'inclourà un estudi econòmic ja que el propòsit principal és aconseguir una bona viabilitat econòmica de projectes similars al realitzat.

CAPÍTOL 3:

ASPECTES TEÒRICS

3.1. Turbina Francis

En aquest projecte, es treballa amb una turbina Francis. La turbina Francis va ser inventada per James B. Francis en l'any 1848. Es tracta d'una turbomàquina hidràulica motora a reacció i de flux mixte.



Figura 1. Turbina Francis.

Una turbomàquina és aquella que té com a element principal un rodet, el qual gira gràcies al impuls d'un fluid (màquina motora), o fa que un fluid surti impulsat gràcies a la seva rotació (màquina operadora).

Una turbina és una turbomàquina que pertany al subgrup de les turbomàquines motores. Aquest tipus de màquina aprofita l'energia del fluid que circula per ella amb la finalitat d'obtenir energia elèctrica mitjançant un generador.

Segons el tipus de fluid amb el qual treballa una turbina, rep el nom de turbina hidràulica si el fluid de treball no sofreix canvis de densitat significatius, és a dir treballa amb fluid incompressible, o rep el nom de turbina tèrmica si el fluid de treball és un fluid compressible, com per exemple les turbines de vapor o de gas.

Una turbina és de reacció quan el fluid de treball pateix canvis de pressió significatius durant el seu pas per la turbina, o és d'acció si el fluid de treball no sofreix grans canvis de pressió, un exemple de turbina d'acció és una turbina Pelton.

En relació a com entra el fluid en la turbina, existeixen tres tipus diferents de turbines, les axials, les radials i les mixtes. Una turbina de flux axial és aquella en la qual el fluid de treball segueix sempre la mateixa direcció, una direcció paral·lela al eix de gir de la turbina (turbina Kaplan). Per altra banda, una

turbina de flux radial és aquella en la qual la direcció d'entrada del fluid de treball és perpendicular al eix de gir de la turbina (turbina Pelton), i una turbina de flux mixte, és aquella en que la direcció del fluid de treball en l'entrada pot ser paral·lel, perpendicular o diagonal al eix de gir de la turbina (turbina Francis).

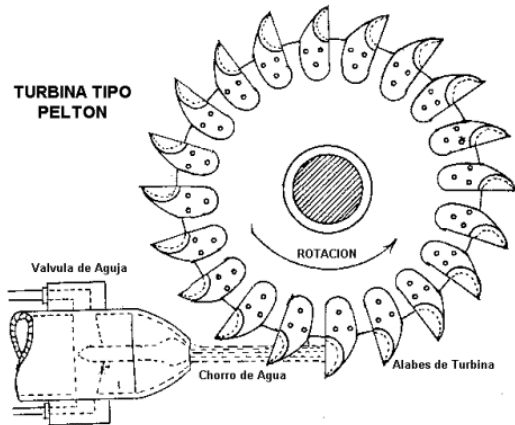


Figura 2. Turbina Pelton.

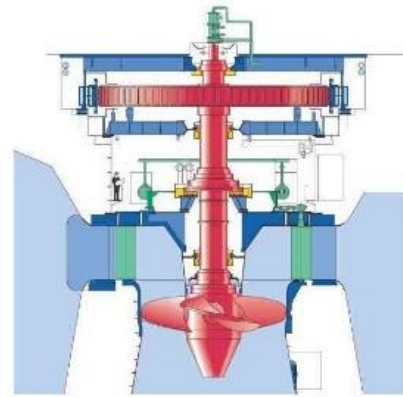


Figura 3. Turbina Kaplan.

Les turbines Francis són turbines hidràuliques que es poden dissenyar per un ampli rang de salts i cabals, sent capaces d'operar en rangs de desnivell que van dels dos metres fins a varis cents de metres. Això, juntament amb la seva alta eficiència que es troba entre el 90-95%, ha fet que aquest tipus de turbina sigui la més àmpliament usada en el món, principalment per a la producció d'energia elèctrica en centrals hidràuliques.

En una turbina Francis, el fluid de treball entra pel tub forçat, tot seguit passa a la voluta, altrament coneguda com a càmera en espiral, de la qual passa al distribuïdor Fink, on es troben els àleps directrius, fins arribar al rodet. En el rodet, passa contínuament fluid, cosa que provoca el gir d'aquest mitjançant la quantitat de moviment del fluid per així generar energia mecànica, aquesta energia fa girar un eix que arriba fins a un generador elèctric, el qual és l'encarregat de transformar aquesta energia mecànica en forma de rotació en energia elèctrica. I finalment, una vegada que el fluid ha passat pel rodet, surt de la turbina a través del tub d'aspiració.

Les principals parts d'una turbina Francis i les seves funcions són les següents:

Càmera espiral

La càmera espiral, té com objectiu distribuir el fluid de manera uniforme en l'entrada al rodet, i mitjançant la seva característica forma de cargol, és a dir al disminuir l'àrea del pas del fluid de treball, s'aconsegueix disminuir la pressió en la qual entra el fluid i augmentar la velocitat d'aquest. D'aquesta manera la velocitat mitja del fluid resulta constant, fet que ajuda a evitar turbulències, o lo que és el mateix, a minimitzar les pèrdues.

La secció més utilitzada en les càmeres espirals és la circular, tot i que també poden ser de diferents formes com la rectangular.



Figura 2. Càmera espiral d'una turbina Francis.

Distribuïdor

Altament conegut amb el nom de distribuïdor Fink, és un òrgan format per àleps mòbils directrius encarregats de dirigir convenientment el fluid de treball cap als àleps del rodet i regular el cabal d'entrada. Aquest fet provoca una modificació en la potència generada de la turbina de manera que s'ajusta a les possibles variacions de demanda de la ret elèctrica. El distribuïdor guia el fluid de treball per millorar el rendiment de la màquina.



Figura 3. Rodet (vermell) i àleps directrius (groc) d'una turbina Francis.

Rodet

És l'element principal d'una turbina, ja que és on té lloc l'intercanvi d'energia entre la màquina i el fluid de treball. En forma general, l'energia del fluid en el moment de passar pel rodets és una suma d'energia cinètica, energia de pressió i energia potencial. La turbina converteix aquesta energia en energia mecànica que es manifesta en el gir del rodets. El rodets a la vegada transmet aquesta energia per mitja d'un eix a un generador elèctric on es realitza la conversió final en energia elèctrica.

El rodet pot tenir diverses formes depenent del número específic de revolucions per al qual estigui dissenyada la màquina, que a la vegada depèn del salt del fluid i del cabal de disseny.

Els rodets es classifiquen en rodets lents, normals i ràpids.

Els rodets lents s'utilitzen per a grans salts i cabals petits, i el número de revolucions a la que gira és petit. En aquest cas el diàmetre del rodet és major al diàmetre del tub d'aspiració.

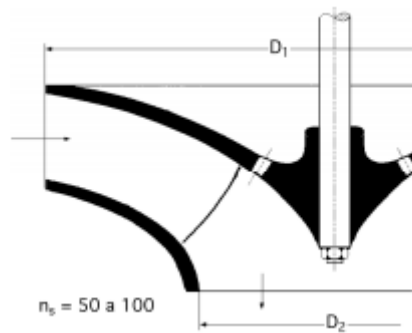


Figura 4. Rodet Francis lent, $\beta_1 < 90$.

Els rodets normals estan dissenyats per a salts i cabals normals, i el número de revolucions a la que gira és major que en un rodet lent però menor que en un rodet ràpid. En aquest cas el diàmetre del rodet i el tub d'aspiració són molt similars.

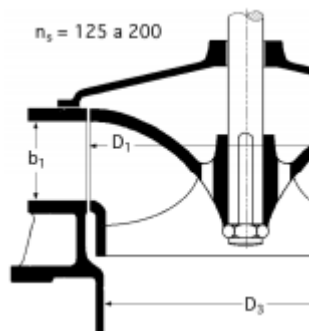


Figura 5. Rodet Francis normal, $\beta_1 = 90$.

Els rodets ràpids estan dissenyats per a petits salts i grans cabals, i el número de revolucions al que giren és elevat. El diàmetre del rodet és menor al diàmetre del tub d'aspiració.

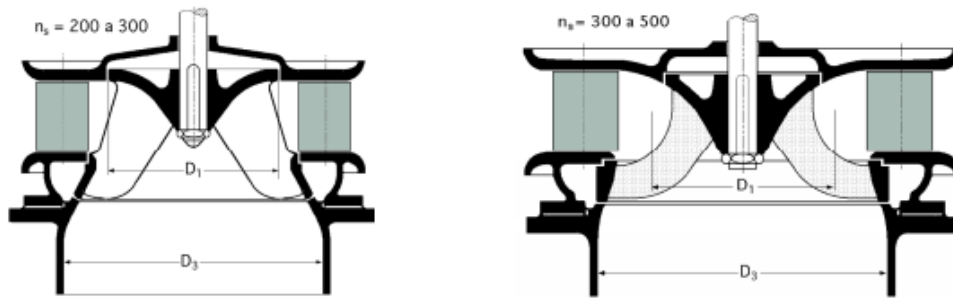


Figura 6. Rodets Francis ràpids, $\beta_1 < 90$.

Tub d'aspiració

El tub d'aspiració situat al final de la turbina. Té com a objectiu principal donar continuïtat al flux i recuperar part del salt perdut en la turbina. En general, es construeixen en forma de difusor, per així mitjançant l'augment de l'àrea de pas aconseguir disminuir la velocitat del fluid i recuperar pressió. D'aquesta manera s'aconsegueix obtenir una pressió atmosfèrica a la sortida del tub d'aspiració, i garantir una bona connexió entre la sortida de la turbina i el dipòsit de sortida.

La seva construcció, al igual que en el rodet, varia segons el numero específic de revolucions per al qual està dissenyada la màquina, és a dir, depèn directament del cabal i del salt del fluid.

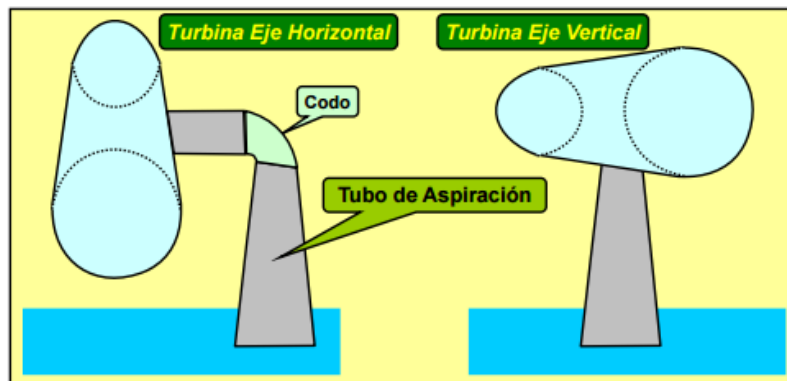


Figura 7. Tub d'aspiració segons l'eix de la turbina.

3.2. CFD

3.2.1. Que és el CFD?

Computational Fluid Dynamics o CFD és l'anàlisi de sistemes que involucren flux de fluids, transferència de calor i fenòmens associats com reaccions químiques mitjançant simulacions computacionals. La tècnica és molt poderosa i abasta una ampla gama d'àrees d'aplicació tan industrial com no industrial. Alguns exemples són:

- Aerodinàmica d'avions i automòbils: sustentació (lift) i resistència (drag).
- Hidrodinàmica d'embarcacions.
- Combustió en motors de combustió interna i turbines de gas.
- Turbomàquines: fluxos en l'interior de rotors, difusors, etc.
- Enginyeria elèctrica i electrònica: refrigeració de circuits.
- Enginyeria de processos: mesclades i reaccions químiques.
- Cargues de vent, forces i respostes dinàmiques d'estructures.
- Enginyeria naval: carregues en estructures costeres i "offshore".
- Enginyeria mediambiental: distribució de contaminants i efluent.
- Hidrologia i oceanografia: fluxos en rius, estuaris, oceans.
- Meteorologia: predicció del temps.
- Enginyeria biomèdica: flux de sang a través d'arteries i venes.

A partir del 1960 la indústria aeroespacial ha integrat les tècniques de CFD en el disseny, en R+D i en la fabricació de motors d'avió i motors a reacció. Més recentment, els mètodes s'han aplicat al disseny de motors de combustió interna, de cambres de combustió de turbines de gas i de forns. A més a més, els fabricants de vehicles cada vegada més tenen la necessitat de predir les forces de resistència amb l'aire (drag), els fluxos d'aire sota el capó i el flux d'aire en l'interior de l'automòbil amb CFD. En resum, la utilització de CFD s'està convertint cada cop més en un component vital en el disseny de productes i processos industrials.

L'objectiu dels desenvolupaments en el camp del CFD és proporcionar una capacitat comparable a la d'un CAE (Computer-Aided Engineering). La raó principal per la qual el CFD s'ha imposat àmpliament en el sector industrial, és a causa de que simplifica l'enorme complexitat que requereix la descripció de fluxos de fluids. El CFD ha proporcionat una solució econòmica i prou completa i eficient. A més a més, la disponibilitat d'una tecnologia de computació d'alt rendiment econòmicament assequible i la introducció d'interfícies fàcils d'usar han portat a aquest augment de l'interès cap al CFD.

El mínim cost per a un hardware adequat per realitzar un CFD estar entre els 600€ i 12.500€ (més els costos anuals de manteniment), la taxa de llicència d'un bon CFD normalment oscil·la entre els 12.500€ i els 60.000€ en funció del nombre d'extres. És evident que els costos d'inversió per a un CFD no són petits, però la despesa total normalment és menor a la d'una instal·lació experimental d'alta qualitat. A més a més, hi ha diversos avantatges únics del CFD sobre la experimentació:

- Reducció substancial dels terminis de lliurament i dels costos dels nous dissenys.

- Capacitat per estudiar sistemes on la realització d'experimentació controlada és difícil o impossible de realitzar (ex. en sistema molt gran).
- Capacitat per estudiar sistemes sota condicions perilloses i més enllà dels seus límits normals de funcionament (ex. estudis de seguretat i escenaris d'accidents).
- Nivell pràcticament il·limitat en el detall de resultats.

El cost d'una experimentació, en termes de lloguer d'instal·lacions i/o costos d'hores de personal, és proporcional al nombre de dades a recollir i al nombre de configuracions que es vol provar. En canvi, en CFD es poden produir grans volums de resultats amb diferents configuracions a costa de pràcticament cap cost afegit, per tant és ideal en termes de costos per a la realització d'estudis paramètrics, com per exemple, l'optimització del rendiment d'un equip.

S'observa també que per a la utilització de CFD, a més a més d'una despesa d'inversió, una organització necessita personal qualificat per executar els codis, per extreure resultats i per tenir les habilitats de modelatge en CFD requerides pel propi sistema. Per tant, és important considerar la viabilitat de la utilització de CFD, el qual comporta haver de disposar de hardwares i softwares d'elevats costos, i a més a més de tenir personal qualificat per a la seva correcta utilització i el cost que això implica.

Mitjançant CFD és possible realitzar mesures quantitatives de fenòmens de flux per a pràcticament qualsevol problema i condicions de treball, i amb una alta resolució de l'espai el temps. No obstant, cal tenir en compte que la dinàmica computacional d'un fluid no substitueix als assaig experimentals per complet, però ajuda a reduir significativament la quantitat d'assajos experimentals i el cost global. Això succeeix ja que els resultats de la simulació CFD mai són 100% fiables. Això és degut a:

- Els valor d'entrada del CFD poden implicar moltes suposicions, hipòtesis i imprecisió.
- El model matemàtic que utilitza el CFD pel problema en qüestió pot ser a vegades inadequat.
- L'exactitud dels resultats esta limitada per la potència de càlcul disponible.

3.2.2. Com funciona un CFD?

Els codis de CFD s'estructuren entorn a algorismes numèrics que poden fer front als problemes de flux de fluids. Per tal de facilitar l'accés al seu poder resolució de problemes, tots els paquets comercials de CFD inclouen interfícies d'usuari sofisticades per tal de facilitar el seu ús, com per exemple a l'entrada de paràmetres d'entrada, a l'examinació i extracció de resultats, etc. Per tant, tots els codis de CFD contenen tres parts principals: el pre-

procés, el calculador i el post-procés. Tot seguit s'examina breument la funció de cada un d'aquestes parts dins el context d'un codi de CFD.

Pre-procés

El pre-procés consisteix en l'entrada d'un problema de flux a un programa de CFD mitjançant una interfície amigable per a l'operador i la posterior transformació d'aquets valors d'entrada per al seu en el calculador. Les activitats dels usuaris en l'etapa de pre-procés consisteixen en:

- Definició de la geometria o regió d'interès d'estudi: establir el domini computacional.
- Generació de la malla, divisió del domini computacional en petits subdominis.
- Selecció del fenomen físic i químic que necessita ser modelat.
- Definició de les propietats del fluid de treball.
- Especificació apropiada de les condicions de contorns en aquelles cel·les que ho requereixen.

Calculador

El calculador és l'encarregat mitjançant tècniques de solució numèrica i amb els paràmetres entrats en el pre-procés de calcular i donar una solució al problema entrat.

Existeixen quatre mètodes numèrics de càlcul que utilitzen els calculadors de CFD. El mètode de diferències finites, el mètode d'elements finits, mètodes espectrals i finalment el mètode de volums finits.

El mètode més utilitzat en el càlcul de CFD és el mètode de volums finits, i és el que s'utilitzarà en aquest treball, tot seguit es procedeix a explicar breument en què consisteix aquest mètode.

El mètode de volums finits utilitza directament les equacions de conservació en la seva forma integral. Aquest mètode va ser utilitzat per primera vegada per McDonald per a la simulació d'un problema en 2D no viscos. Aquest mètode discretitza les equacions en cada un dels poliedres del domini computacional, en els quals prèviament s'hi realitza una discretització especial. El principal avantatge del mètode de volums finits és que la discretització espacial té lloc directament en el espai físic del problema, per tant no hi ha problemes amb la transformació entre sistemes de coordenades.

Comparat amb la resta de mètodes, aquest mètode és molt més flexible (pot implementar-se tant en malles estructurades com en malles no estructurades). Per aquest motiu que el mètode de volums finits és el més empleat per a la resolució de fluxos amb geometries complexes. El mètode de volums finits és basa en la discretització directa de les equacions de conservació de massa, quantitat de moviment i energia.

Post-procés

A causa de la creixent popularitat de les estacions de treball d'enginyeria, moltes de les quals tenen capacitats gràfiques excepcionals, els principals paquets de CFD estan ara equipats amb eines de visualització de dades versàtils. Aquests inclouen:

- Visualització de la geometria i la malla.
- Gràfics de vectors.
- Gràfics de contorns.
- Representacions gràfiques en 2D i 3D.
- Rastreig de partícules.
- Manipulació de la vista (translació, rotació, escalat, etc.).
- Visualització en color.
- Animacions de moviment.

Aquestes eines de visualització componen el post-procés i ajuden a visualitzar els resultats d'una forma més gràfica i personalitzada a les necessitats en cada cas.

3.3. Interacció RSI

Una de les coses que s'estudia en aquest treball és la interacció RSI de la turbina a estudiar, per tant en aquest apartat s'explicarà breument què és la interacció RSI.

La interacció RSI significa interacció rotor-estator que dóna lloc a dos efectes en les turbines, els quals són una de les causes de la variació de la pressió en l'interior de la turbina. Aquestes fluctuacions poden generar soroll i vibracions que provoquen inacceptables nivells de estrès i fatiga en els materials, i una reducció del rendiment de la màquina. En els casos de petita separació entre el rotor i l'estator, la magnitud d'aquestes fluctuacions poden resultar més grans que la diferència total de pressió a la màquina.

Per una banda, es té la interacció de flux potencial, la qual té lloc quan un àlep del rodet coincideix amb un àlep directriu, el poc espai que hi ha entre ells i la gran velocitat a la que es mou el rodet provoca en aquest instant un pic de pressió.

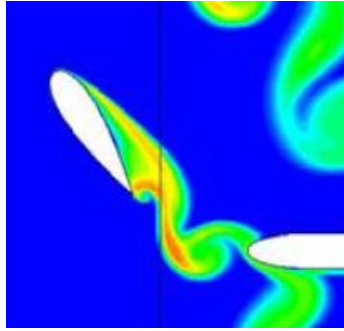


Figura 10. *Interacció de flux potencial.*

Per altra banda, es té la interacció d'excitació o del deixant, la qual té lloc a causa del desprendiment de la capa límit del fluid de treball al sortir dels àleps directrius o del rodet, provocant la generació de vòrtex consecutius en una freqüència concreta.

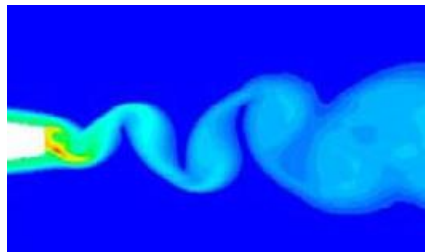


Figura 11. *Interacció d'excitació o del deixant.*

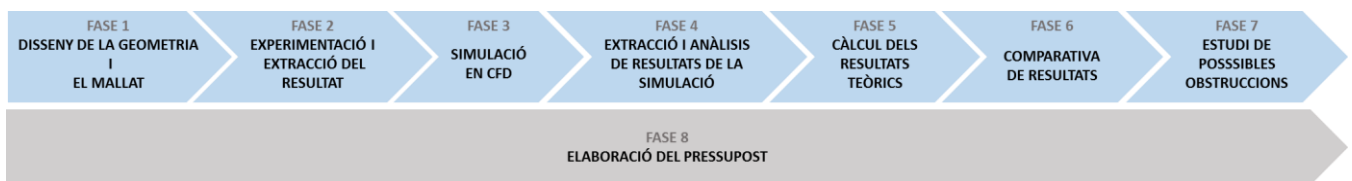
Un dels objectes d'aquest treball és estudiar la interacció de flux potencial. Les freqüències d'iteració potencial es poden determinar de forma senzilla teòricament mitjançant la velocitat de gir del rodet, i el nombre d'àleps del rodet i directrius. És interessant comparar les freqüències obtingudes teòricament amb les que s'obtenen mitjançant la simulació en CFD.

L'estudi de la interacció d'excitació o deixant és un estudi més complicat degut a que no es pot calcular de manera teòrica les seves freqüències. Aquest fenomen únicament es pot estudiar de manera experimental utilitzant sensors en les sortides dels àleps i controlant la formació de vòrtex a causa del desprendiment de la capa límit del fluid de treball, o mitjançant una simulació amb un molt bon mallat de capa límit, principalment en la sortida dels àleps per poder captar a la perfecció el desprendiment de la capa límit que hi té lloc.

CAPÍTOL 4:

METODOLOGIA I FASES DEL PROJECTE

A continuació es detalla la metodologia i les fases del treball per dur a terme l'estudi del comportament del fluid en una Turbina Francis en condicions de treball, mitjançant l'experimentació, càlculs teòrics i simulacions en CFD.



Fase 1. Disseny de la geometria i el mallat

En aquesta fase es dissenya la geometria i el mallat de la turbina d'estudi. Aquesta fase és la fase prèvia a simulació CFD, és la base de tota simulació. És molt important aconseguir un disseny òptim de la malla, un equilibri entre una malla suficientment senzilla per garantir una ràpida convergència de resultats en la simulació, i suficientment complexa per obtenir resultats fiables.

Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Disseny de la geometria.
- Disseny del mallat.

Fase 2. Experimentació i extracció del resultat

Aquesta fase consisteix en la realització de diversos assajos experimentals en la turbina d'estudi amb l'objectiu d'extreure resultats experimentals i les condicions de treball de l'estudi. Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Determinació de les condicions de la turbina d'estudi anàlogues a les condicions geomètriques de la geometria 3D.
- Realització de diversos assajos experimentals en el laboratori sobre la turbina d'estudi.
- Extracció de resultats experimentals
- Selecció de les condicions de treball de la turbina de estudi.

Fase 3. Simulació en CFD

En aquesta fase s'explica els paràmetres d'entrada i configuració utilitzats en Ansys Fluent per a la posada a punt de la simulació. Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Escollir tipus de flux.
- Escollir model de càlcul i tipus de problema.
- Establir les condicions de contorn.
- Establir connexions virtuals ("interfaces") entre les diferents parts de la turbina.
- Establir monitors d'estudi.

Fase 4. Extracció i anàlisi de resultats de la simulació

Aquesta fase consisteix en analitzar els resultats obtinguts de la simulació CFD. Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Extracció i estudi de gràfics de contorn de la pressió, velocitat, turbulència, etc.
- Extracció i estudi de gràfics de contorn de vectors de velocitat absoluta, relativa, etc.
- Extracció i estudi de gràfics de la variació de pressió en el temps en monitors puntuals.
- Extracció i estudi del "lift" en els àleps del rodet i del distribuïdor.
- Extracció i estudi de gràfiques de freqüències de la variació de la pressió i del "lift".

Fase 5. Càlcul dels resultats teòrics

Aquesta fase es centra en la realització de càlculs teòrics per extreure resultats aplicant fórmules teòriques de la mecànica de fluids. Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Càlcul dels triangles de velocitats en el rodet.
- Càlcul de l'altura tòrica d'Euler de la turbina en les condicions d'estudi.
- Càlcul de les freqüències d'interacció potencial.

Fase 6. Comparativa de resultats

En aquesta fase, s'estudia la similitud i les divergències dels resultats obtinguts tant experimentalment com teòricament, així com els obtinguts de la simulació en CFD. Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Comparació de resultats teòrics entre resultats CFD, com les altures tòriques de la turbina i les freqüències.

- Comparació de resultats experimentals entre resultats CFD, com cabals, altures netes del rodet, rendiments de la turbina, etc.

Fase 7. Estudi de possibles obstruccions dels àleps de la turbina

En aquesta fase, se estudiarà la detecció i el comportament de possibles obstruccions dels àleps de la turbina. Aquesta fase consisteix en les següents activitats o subfases:

- Disseny de la nova geometria obstruïda.
- Realització de les simulacions de la turbina obstruïda.
- Comparació dels resultats obtinguts amb anteriors resultats (quan la turbina està en perfectes condicions).
- Extracció de conclusions i conseqüències de treballar amb una turbina obstruïda.
- Identificació d'un mètode de identificació de possibles obstruccions de la turbina.

Fase 8: Elaboració pressupost

Aquesta fase es centra en l'elaboració d'un pressupost aproximat d'un estudi d'aquest tipus amb l'objectiu d'analitzar la viabilitat econòmica de projectes similars al realitzat.

Cadascuna de les fases definides a la metodologia del projecte corresponen als següents capítols del document.

CAPÍTOL 5: DISSENY DE LA GEOMETRIA I EL MALLAT

La geometria utilitzada ha estat facilitada pel mateix tutor del projecte, la qual provenia del TFG "Estudio sobre la simulación y la implantación de un mediador de caudal Winter-Kennedy en una turbina Francis del laboratorio de mecánica de fluidos en la EUETIB" realitzat per Adrián Blancas Mengod. Degut a que la finalitat d'aquest treball no és la digitalització una turbina real, s'ha considerat apropiat utilitzar una geometria ja digitalitzada, per així poder disposar de més temps realitzant l'objectiu d'aquest projecte.

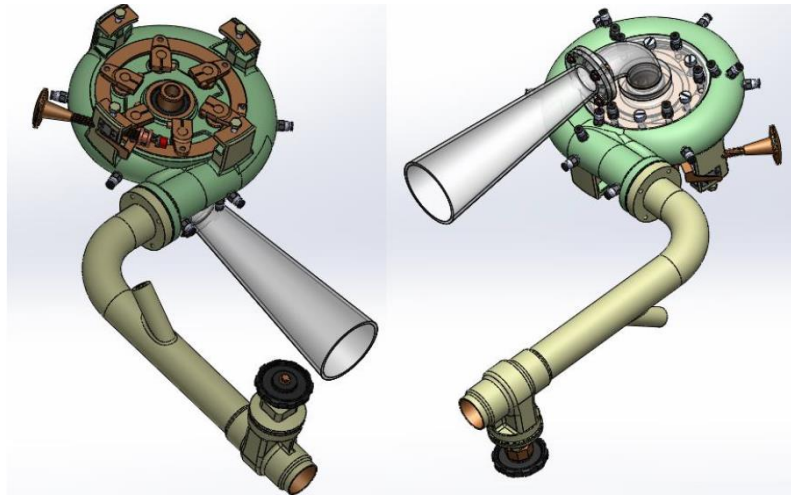


Figura 12. Geometria utilitzada.

Aquesta geometria ha estat realitzada en Solidworks, intentant reproduir de la manera més exacta possible la turbina Francis del Laboratori de Mecànica de Fluids de la EUETIB ja que com s'ha esmentat anteriorment es tracta de la turbina l'objecte d'estudi en aquest treball. Tot seguit, s'explica en més detall, quins i com són exactament els fitxers facilitats pel tutor de projecte.

Exactament, s'han facilitat tres arxius d'extensió IGS. L'extensió IGS és la més utilitzada per poder importar geometries realitzades en programes CAD. Aquests tres arxius corresponen a tres grans blocs que units donen lloc a tota la geometria interna de la turbina a estudiar, és a dir, tot el volum que ocuparia qualsevol fluid en l'interior de la turbina. Aquests tres grans blocs són els següents:

- **BLOC 1:** Estator → Tub forçat + voluta + àleps directrius

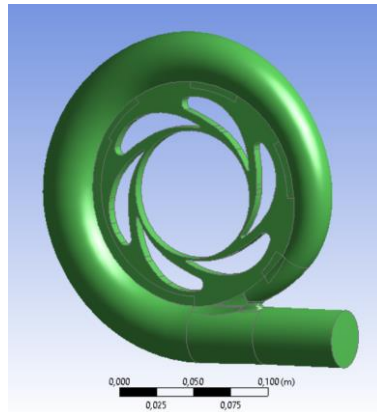


Figura 13. Geometria interna del BOLC 1.

- **BLOC 2:** Rotor → Rodet

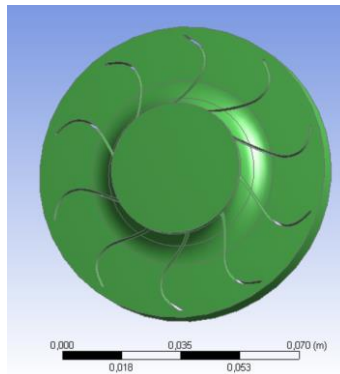


Figura 14. Geometria interna del BOLC 2.

- **BLOC 3:** Tub d'aspiració

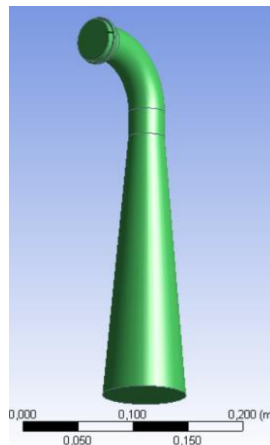


Figura 15. Geometria interna del BOLC 3.

Tot seguit, el següent pas ha estat el mallat dels tres blocs. Per fer-ho, s'han importat els arxius IGS de geometria en el programa Ansys, programa escollit per realitzar l'estudi de CFD d'aquest treball. Per realitzar el mallat, s'ha utilitzat un subprograma del mateix Ansys, anomenat Ansys Meshing.

Al realitzar el mallat de qualsevol peça, s'ha de tenir en compte un factor primordial, el qual és el nombre d'elements que a de tenir una malla. Es pot caure en l'error de pensar que com més elements de mallat es té millor. És cert que com més elements més fiable és el resultat obtingut, però cal tenir en compte com més elements de mallat es té, el grau de complexitat de la malla creix ràpidament, i com a conseqüència el temps de càlcul a l'hora d'executar la simulació. Per tant, l'objectiu d'un mallat correcte és trobar el determinar el nombre d'elements de mallat per obtenir un equilibri entre garantir d'un resultat fiable dins un marge d'error permisible, i el temps de càlcul assumible segons les possibilitats en cada cas. Aconseguir un disseny d'una bona malla és la base per a qualsevol estudi en CFD.

La trajectòria seguida per la realització d'una malla fiable per a cada bloc de geometria en aquest treball ha sigut realitzar una gràfica de convergència. És a dir, començar en un disseny d'una malla simple i extreure resultats, tornar a mallar amb una malla més complexa i tornar a treure resultats, i així fins a observar que els resultats extrets de la nova malla difereixen dels anteriors en un error permisible, esbrinant en quin punt d'elements de mallat el resultat obtingut ja quasi no millora aconseguint una convergència dels resultats.

Un cop coneguda la metodologia a seguir en el mallat, es procedeix a explicar quins factors s'han utilitzat en el programa escollit de mallat "Ansys Meshing" per poder realitzar una malla personalitzada i la més eficient possible per als tres blocs de geometria. Bàsicament, s'han controlat quatre factors en els diferents mallats:

- **Body Sizing:** Permet controlar de forma general la mida màxima de les cel·les del mallat en tot el bloc.
- **Face Sizing:** Permet refinar superfícies específiques allà on es requereixi una malla més fina.
- **Edge Sizing:** Permet refinar la malla al voltant d'arestes específiques.
- **Inflation:** Permet realitzar un control detallat de la malla en la capa límit, lloc on es necessita d'una malla de gran precisió per poder captar els grans canvis en poca distància que tenen lloc en la capa límit del fluid.

Mitjançant el control dels quatre factors descrits anteriorment, s'ha pogut construir les diferents malles per a cada bloc. En aquelles zones on es requereix d'una malla més fina, com per exemple en la capa límit, al voltant dels àleps directrius i del rodet, etc., s'ha desenvolupat una malla més complexa, amb més precisió. En canvi en aquelles zones més simples i de pocs canvis, com per exemple la part final del tub d'aspiració, la zona inicial del tub forçat, etc., la malla és més simple per tal de reduir el grau de complexitat de la malla i així no haver de disposar d'un temps de càlcul excessiu.

De forma general, les malles creades són malles tetraèdriques, les quals presenten un refinament en aquelles zones on es requereix més precisió.

Tot seguit, s'explica de manera més detallada quines parts de cada bloc de geometria han estat mallades amb una malla més fina i el seu motiu.

Bloc 1. Estator de la turbina

Pel que fa al bloc 1, l'estator de la turbina, la zona on s'ha precisat d'una malla més complexa ha estat tota la zona propera als àleps directrius ja que és la zona de més complexitat en l'estator a causa de la interacció del fluid de treball amb els àleps directrius.

Estudiar com la existència d'àleps directrius en una turbina afecta al fluid de treball és clau per tal de poder comprovar la seva utilitat a l'hora de dirigir el fluid de treball amb una òptima direcció a l'entrada del rodet, facilitant així la interacció del fluid de treball amb els àleps del rodet, i aconseguint d'aquesta manera un millor rendiment de la màquina.

De tota la zona propera als àleps directrius, allí on s'ha refinat més la malla ha estat (veure Figura 16) la part inicial i final dels àleps directrius. Per una banda, la zona inicial del àlep directriu és on el fluid de treball xoca amb l'àlep, i on segurament hi té lloc algun efecte important com per exemple una possible variació de la pressió i de la velocitat. Per altra banda, la zona final del àlep directriu es precisa d'un mallat molt fi per poder així observar i estudiar de forma clara el desprendiment de la capa límit que hi té lloc, així com la possible creació de vòrtex turbulents, consumidors d'energia, que provoquen pèrdues de rendiment en les turbines.

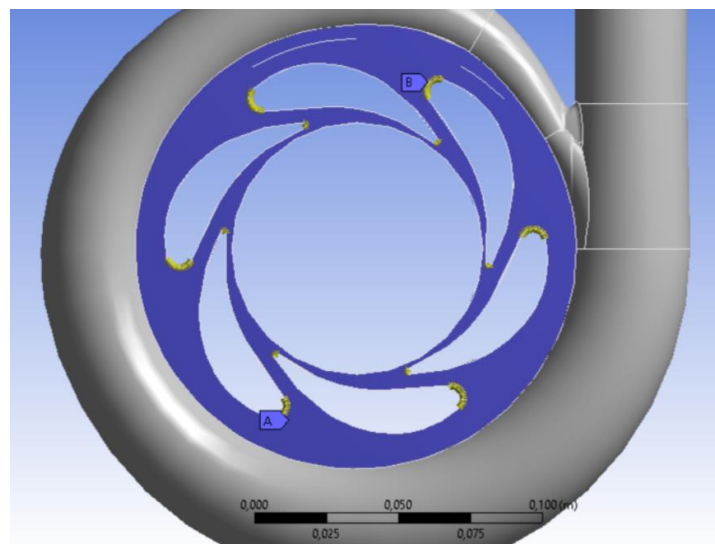


Figura 16. Zones de l'estator que han precisat d'una malla més fina.

Bloc 2. Rotor de la turbina

En relació al bloc 2, el rotor, es podria dir que és el bloc més important, i per tant, és el que requereix de més atenció, i com a conseqüència d'un control de mallat superior.

Es considera el bloc més important pel simple fet de ser la única part de tota la turbina que es troba en moviment. Mitjançant la força que exerceix el fluid de treball sobre els àleps del rotor s'aconsegueix crear un moviment rotatori amb el qual mitjançant un generador permet convertir aquesta energia mecànica giratòria del rotor en energia elèctrica, objectiu d'una turbina. Per tant, el rotor per la rellevant qüestió d'estar en moviment és una zona altament propensa a l'aparició de turbulència, com podrien ser el vòrtex. Tanmateix, al igual que succeeix en els àleps directius, la interacció dels àleps del rodet amb el fluid de treball, donarà lloc una sèrie d'importants efectes com el desprendiment de la capa límit que té lloc al final dels àleps directius.

En conclusió, tota la part del roto és una zona d'altres variacions, tan de pressió, velocitat com de turbulència, etc., i no oblidar que una de les primordials qüestions d'estudi en el rodet d'una turbina és el fenomen de cavitació, fenomen totalment indesitjable ja que dona lloc a un desgast excessiu dels àleps del rodet provocant que la turbina treballi fora de les condicions de disseny, i per tant el rendiment d'aquesta caigui en picat. En conseqüència, per poder captar i estudiar de manera clara i fiable tots aquest grans canvis que tenen lloc en el rotor, s'ha precisat de forma general d'una malla més fina, la qual es més fina com més a prop dels àleps del rodet es troba, principalment a la entrada i sortida d'aquets, tal com es pot veure la Figura 17.

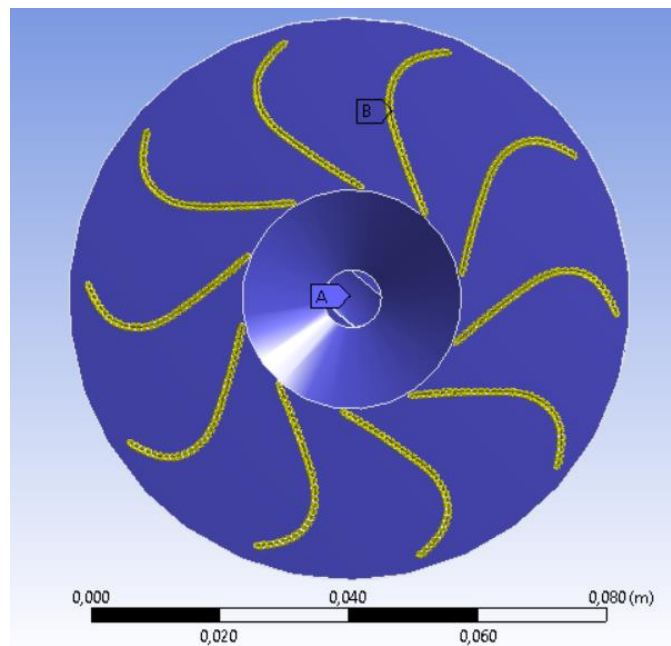


Figura 17. Zones del rotor que han precisat d'una malla més fina.

Bloc 3. Tub d'aspiració de la turbina

I finalment, pel que fa al bloc 3, el tub d'aspiració, Figura 18, es podria dir que dels tres blocs de geometria és el més senzill en comparació amb l'estator i el rotor, els quals presenten una geometria més complexa, a causa

principalment de la presència d'àleps que dona lloc a la necessitat d'utilitzar un mallat més fi en les zones properes a ells.

El tub d'aspiració, al cap i a la fi no deixa de ser simplement un tub, el qual en la turbina d'estudi presenta una curvatura en el seu inici. Les zones en les quals es considera adient utilitzar un refinament de la malla ha estat la entrada i sortida del tub d'aspiració, principalment en l'entrada ja que el fluid de treball acaba de sortir del rodet, zona de gran turbulència, i per tant, el fluid de treball a la entrada del tub d'aspiració encara pot presentar indicis de turbulència, els quals donen lloc a la necessitat d'utilitzar una malla més fina, per poder captar així tots aquets efectes que sofreix el fluid en la entrada del tub d'aspiració, a causa del rodet.

Pel que fa a la sortida, el refinament no és tant gaire important garantint poder observar de manera fiable el comportament del fluid de treball a la sortida de la turbina. És important que el fluid surti de la turbina de manera tranquil·la i no violenta ni de forma turbulenta ja que la funció principal de la existència de tubs d'aspiració en les turbines és la d'intentar de la millor manera l'acoblament del fluid de sortida de les turbines a l'exterior, és a dir, recuperar la pressió atmosfèrica del fluid de treball disminuint la seva velocitat mitjançant l'augment de l'àrea de pas.

A més a més, com s'ha esmentat anteriorment pel fet que la turbina a estudiar presenti una curvatura a l'inici del tub d'aspiració requereix de la utilització d'un mallat més fi en aquesta zona (ja que al ser una curvatura pot donar lloc a una sèrie d'efectes turbulents).

En resum, la zona que s'ha considerat que requereixen d'un mallat més fi és l'entrada del tub d'aspiració degut a la presència d'una curvatura en el seu inici. En canvi, la zona de sortida del tub d'aspiració presenta un refinament del mallat amb menys agudeses.

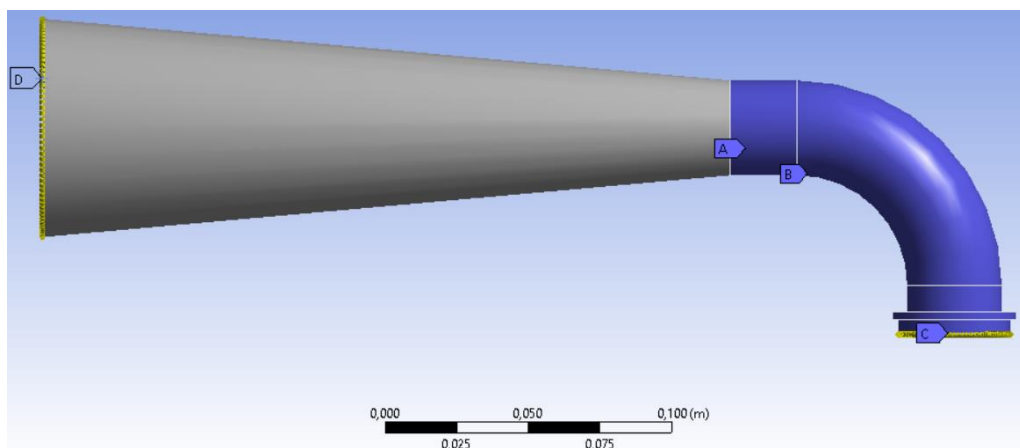


Figura 18. Zones del tub d'aspiració que han precisat d'una malla més fina.

Mallat de capa límit ("inflate")

En general, per obtenir uns resultats més fiables s'ha optat per utilitzar un mallat de la capa límit, és a dir s'ha utilitzat una malla més fina i controlada, a aquelles zones que es troben en contacte amb una paret, ja sigui la paret

dels àleps directrius o del rodet, o la paret de la voluta o del tub d'aspiració, etc.

A la capa límit dels fluids a causa de la seva viscositat presenten un perfil de velocitats diferent que fora d'aquesta. Aquest fet explica que a la capa límit es donin llocs grans canvis de velocitat en molt poca distància, d'aquí ha de necessitar un malla el suficientment bo per poder captar aquells grans canvis que tenen lloc en una zona tan petita.

Per poder realitzar aquest malla de capa límit, el mallaador utilitzat, Ansys Meshing, disposa d'un mètode de control de malla de la capa límit, anomenat Inflation. Aquest mètode permet construir una malla totalment controlada en la capa límit mitjançant la manipulació de tres paràmetres d'entrada: la distància de la primera cel·la de la capa límit, el nombre de cel·les de la capa límit, i el factor de creixement de les cel·les de la capa límit. Per tant, el primer pas és calcular quina distància de la primera cel·la es necessita. Per trobar aquest valor, és necessari saber quin y^+ es vol utilitzar. Amb un y^+ petit, s'obté un malla de capa límit molt petit, i amb un y^+ gran s'obté un malla de capa límit més gran.

Existeixen dos mètodes diferents de malla per a la capa límit, per una banda hi ha el model dues capes, i per altra hi ha el model logarítmic. La diferència principal entre ells és que mentre el model dues capes malla amb una malla molt fina tota la capa límit utilitzant un $y^+ \leq 5$ i calcula per cada cel·la el seu valor, el model logarítmic no dóna importància al malla de la capa límit, utilitza un $y^+ > 50$ i és el propi calculador del programa de CFD qui aproxima mitjançant una corba logarítmica el perfil de velocitats que té el fluid de treball en la capa límit sense tenir que calcular cel·la per cel·la el que passa en la capa límit.

En la Figura 19 es pot observar en la imatge de l'esquerra com queda un malla de la capa límit utilitzant el mètode logarítmic, i en la imatge de la dreta es pot observar un malla de la capa límit amb el mètode dues capes.

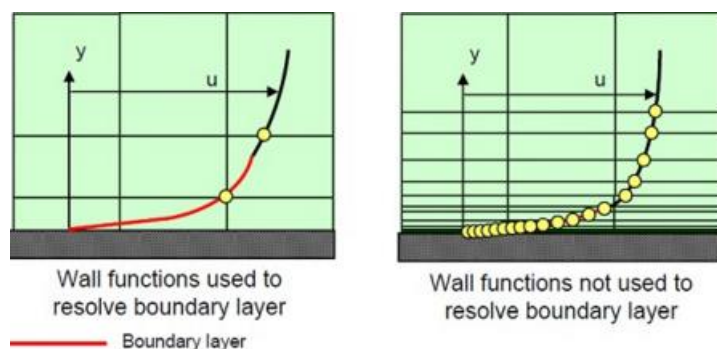


Figura 19. Malla de la capa límit segons el mètode utilitzat.

En aquest treball, l'ideal hagués estat escollir un y^+ de 1, generalment el més utilitzat, per així poder tenir un malla de capa límit molt precís per tal de situar-se de ple en el mètode de dues capes. No obstant, degut a problemes de complexitat de la malla, finalment s'ha optat per un y^+ de 5, el qual es troba al límit del mètode de dues capes.

Un cop escollit el valor del y^+ , el següent pas és calcular quina distància ha de tenir la primera cel·la de la capa límit. Aquesta distància de la primera cel·la, és funció del y^+ escollit, del tipus de fluid de treball i en les condicions a les quals es troba, la seva formula és la següent:

$$\Delta y_1 = \frac{y^+ \cdot \mu}{\rho \cdot U_T}$$

On:

Δy_1 és la distancia de la primera cel·la de la capa límit.

μ és á viscositat dinàmica del fluid de treball.

ρ és la densitat del fluid de treball.

U_T és la velocitat de cisalla del fluid de treball

Per calcular la U_T s'utilitza la següent formula:

$$U_T = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}$$

On:

τ_ω és l'esforç de cisalla del fluid de treball.

Per trobar τ_ω s'utilitza la següent equació:

$$\tau_\omega = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot U^2$$

On:

C_f és el coeficient de fricció del fluid de treball.

U és la velocitat a l'infinit del fluid de treball

La dificultat d'aquest conjunt de formules està en saber quin és el coeficient de fricció del fluid de treball. Aquest coeficient normalment es troba experimentalment ja que depèn molt de les condicions a les quals es troba el fluid. Per tant, per dificultats de càlcul per arribar a calcular la distància de la primera cel·la s'ha utilitzat un calculador automàtic, el qual introduint les característiques del fluid de treball i en les condicions a les quals es troba, calcula quina distància ha de tenir la primera cel·la segons el y^+ escollit. Per tant, finalment la distància de la primera cel·la en el cas a estudiar, és de $1,8 \cdot 10^{-4}$ mm amb un y^+ de 5.

El següent pas, és esbrinar quantes files de malla de capa límit són necessàries per cobrir tota la capa límit, per tant és necessari calcular el gruix de la capa límit.

$$y_{BL} = \frac{0,382 \cdot L_c}{Re^{0,2}} = \frac{0,382 \cdot 0,033}{(4,29 \cdot 10^4)^{0,2}} = 1,49 \cdot 10^{-3} m$$

Finalment, utilitzant un factor de creixement de 1,2, comunament el més utilitzat, seran necessàries 13 files de capa límit, per cobrir els $1,49 \cdot 10^{-3} m$ de capa límit.

Per tant els paràmetres d'entrada per realitzar l'"inflate" i construir un mallat de capa límit són els següents:

- Distància de la primera cel·la (Δy_1): $1,8 \cdot 10^{-4} mm$.
- Nombre de files en el mallat de la capa límit (n): 13.
- Factor de creixement: 1,2.

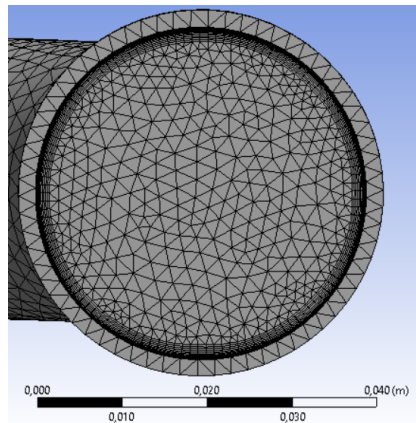


Figura 20. "Inflate" a l'entrada del tub d'aspiració.

CAPÍTOL 6: EXPERIMENTACIÓ I EXTRACCIÓ DE RESULTATS EXPERIMENTALS

Un cop elaborades les diferents malles, el següent pas és importar els diferents arxius de malla en el fluent i introduir els paràmetres inicials, com són les condicions de contorn. Però per fer-ho, prèviament es necessita saber quines són les condicions de contorn a introduir.

La dificultat apareix en esbrinar quina condició de contorn es vol introduir en el "inlet", és a dir, a la entrada de la turbina, ja que per saber-ho es requereix de un estudi previ. Aquest estudi previ consisteix en realitzar una recollida de dades experimentals en la turbina a estudiar i així intentar escollir de manera raonable una correcta condició en el "inlet", i a més a més, poder comparar i estudiar un cop obtinguts els resultats de la simulació amb els resultat experimentals. Per tant, prèviament a donar inici a la simulació és necessari realitzar una extracció i un anàlisi de dades experimentals.

En aquest apartat, s'explica de manera detallada en que ha consistit i com s'ha realitzat aquesta presa de dades experimentals en el laboratori.

Prèviament al inici de la recollida de dades experimentals, és necessari saber que la geometria utilitzada en el mallat, i que posteriorment s'utilitzarà en la simulació, es troba en les mateixes condicions que la turbina del laboratori a estudiar. El problema recau en la única par de tota la turbina que admet canvis en la seva posició, els àleps directrius ja que l'obertura dels àleps directrius a la simulació com a la realitat han de ser molt semblants per poder comparar posteriorment els resultat entre si. El fet d'haver utilitzat la geometria realitzada en una altre TFG ha dut al problema de no saber quina obertura tenien els àleps directrius en aquests arxius de geometria utilitzats. Per esbrinar quina obertura presenten els àleps directrius en la geometria utilitzada, s'han realitzat una sèrie de fotografies al laboratori per cada tipus d'obertura dels àleps directrius amb l'objectiu de comparar amb la geometria utilitzada i així determinar quina obertura és la més pròxima a la utilitzada.

S'han realitzat quatre fotografies de les diferents obertures dels àleps directrius. El mètode d'obertura dels àleps directrius és dur a terme mitjançant el gir d'un cargol, per tant parlar de tant per cent d'obertura dels àleps directrius és una mica imprecís al ser difícil saber de manera exacta

quin tant per cent d'obertura es té en cada posició del cargol (a excepte de l'obertura de 100 % que equival a l'extrem del cargol). Per tant, en lloc de parlar de tan per cent d'obertura dels àleps directrius es considera millor parlar de nombre de voltes realitzades en el cargol.

La metodologia a seguir per la extracció de fotos ha estat situar la primera foto a un inici el cargol en el seu extrem, és a dir, en el 100% d'obertura, tot seguit realitzar una volta completa de cargol i extreure una segona foto, tornar a realitzar una altra volta de cargol completa i extreure una tercera foto, i així fins arribar al altre extrem del cargol a la tercera volta. En resum, s'han realitzat en total quatre fotos de l'obertura dels àleps directrius, una primera equivalent al 100% d'obertura, una segona amb una volta de cargol, una tercera amb dues voltes de cargol i finalment una quarta amb tres voltes de cargol.

Tot seguit, el següent pas, és comparar quina de les quatre fotografies s'aproxima més a l'estat d'obertura de la geometria utilitzada en el mallat. Per fer-ho, s'han realitzat dos mètodes per identificar quina posició és la més semblant a la utilitzada en la geometria 3D.

Per una banda, s'ha superposat a cadascuna de les quatre fotos la imatge de l'obertura utilitzada en la geometria per poder observar en quin cas la superposició és més exacta i per tant quin cas és el que més s'aproxima. En les Figures 21, 22, 23, 24 en color vermell, es dibuixa l'àlep original de cada fotografia, i en blau és superposa els àleps utilitzats en la geometria 3D.



Figura 21. Obertura mínima, cap volta de cargol.



Figura 22. Obertura d'una volta de cargol.



Figura 23. Obertura de dues voltes de cargol.



Figura 24. Obertura de tres voltes de cargol, 100%.

En les Figures 21, 22, 23, 24 es pot observar com la imatge 23, la que correspon a dues voltes de cargol, és a la que s'obté el canal de pas entre

àlep i àlep directriu més semblant, i per tant la que la superposició queda més exacta i en definitiva la imatge que té una obertura pràcticament igual a la utilitzada en la simulació.

Per altra banda, per poder saber fins en quin punt és semblant la figura 23, i fins a quin punt no ho són tant les altres, s'ha intentat calcular l'angle α_1 de cada fotografia. L'angle α_1 és l'angle de sortida dels àleps directrius, i per tant l'angle d'entrada del fluid de treball al rodet.

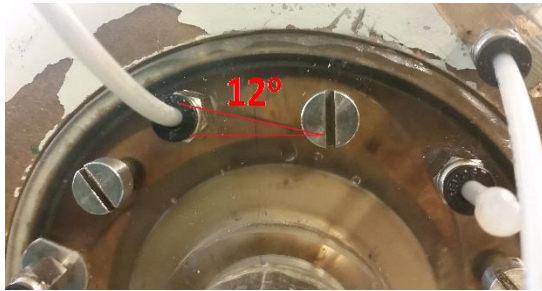


Figura 25. Angle α_1 de l'obertura mínima, cap volta de cargol.

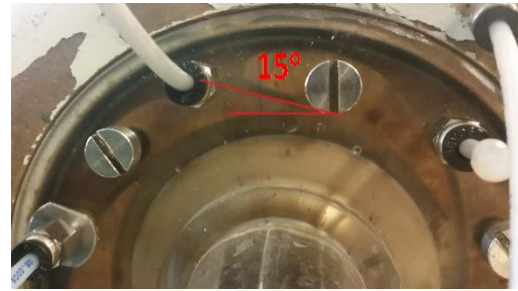


Figura 26. Angle α_1 de l'obertura d'una volta de cargol.

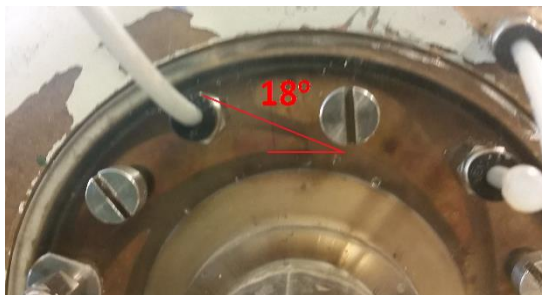


Figura 27. Angle α_1 de l'obertura de dues voltes de cargol.



Figura 28. Angle α_1 de l'obertura de tres voltes de cargol, 100%.

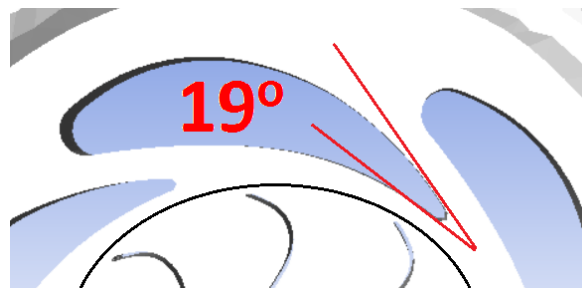


Figura 29. Angle α_1 de l'obertura de la geometria 3D.

En les Figures 25, 26, 27, 28, 29, es pot observar com es podia de preveure que la figura 27, equivalent a una obertura de dues voltes de cargol i amb un angle $\alpha_1 = 18^\circ$, és la obertura que més s'aproxima a la utilitzada en el mallat, la qual correspon a un angle $\alpha_1 = 19^\circ$, per tant cometent un error permisible

d'un grau en l'obertura dels àleps directrius, l'obertura que s'utilitzarà en els assajos experimentals serà la de dues voltes de cargol ($\alpha_1 = 18^\circ$).

Un cop esbrinada la posició dels àleps directrius a utilitzar en la experimentació, només queda posar aquesta obertura en la turbina del laboratori, i ja es tindrà la turbina en unes condicions pràcticament iguals a la turbina digital. I per tant, es pot donar inici a l'assaig experimental.

L'equip del laboratori consisteix en un model a escala d'una turbina Francis. L'equip disposa d'una bomba centrífuga que proporciona un determinat cabal i altura neta per simular el salt d'altura que hauria en la realitat en l'entrada de la turbina. La velocitat de gir de la turbina es pot variar mitjançant un fre Prony que actua sobre una cèl·lula de carga que mesura la força del fre, així juntament amb la longitud del braç del fre es pot saber el par motor en funció de les rpm de gir de la turbina. El cabal es determina mitjançant un mesurador de cabal electromagnètic, mitjançant un sensor de pressió en l'entrada de la turbina s'obté l'altura manomètrica de la qual disposa la turbina en la seva entrada, i finalment, amb un lector de velocitat angular es pot conèixer la velocitat de gir de la turbina.

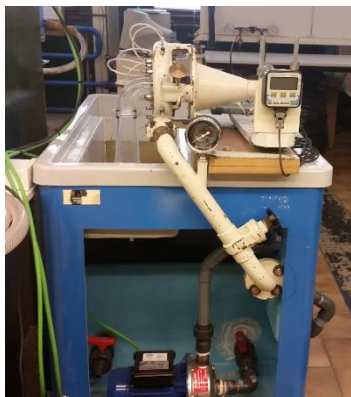


Figura 30. Banca d'assaig del laboratori.



Figura 31. Vista lateral de la turbina.

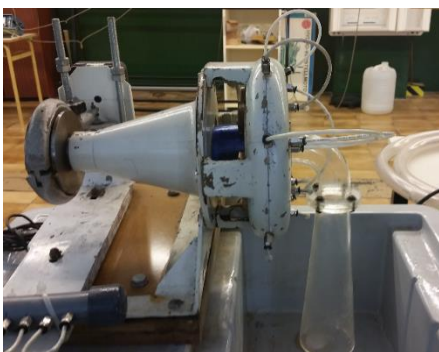


Figura 32. Vista del tub d'aspiració.



Figura 33. Fre Prony.

Un cop conegut el banc d'assaig de la turbina Francis, el següent pas és iniciar l'assaig experimental de la turbina en qüestió, l'assaig consistirà en fixar els àleps directrius en la posició desitjada, en aquest cas a dues voltes de cargol,

engegar la bomba centrífuga, i prendre les primeres dades al buit, és a dir, força de fre zero. Posteriorment, mitjançant l'augment de la força del fre es van extraient la resta de dades. En resum, per cada posició del fre s'anoten quatre dades, altura manomètrica disponible en l'entrada de la turbina en metres, velocitat de gir de la turbina en rpm, força del fre en Newtons i cabal en l/s.

Tot seguit es mostra a la Taula 1 els valors recollits en l'assaig experimental realitzat en la turbina Francis del laboratori del departament de mecànica de fluids de la EUETIB.

Taula 1. Dades experimental de la turbina.

F (N)	H (m)	n (rpm)	V (l/s)
2,943	5,0	850,0	1,6489
1,443	3,0	860,0	1,2480
0,8430	2,5	1030	1,0300
1,943	5,0	1160	1,4132
2,543	5,0	1250	1,6233
1,143	4,0	1290	1,2560
1,643	4,5	1380	1,3484
0,7430	3,0	1390	1,0300
1,143	4,0	1480	1,2286
0,6630	3,5	1490	1,0340
1,443	5,5	1670	1,3706
2,243	6,0	1690	1,5351
0,6430	4,0	1720	1,0100
0,8330	6,0	2170	1,1840
0,6430	7,0	2320	1,1630
1,043	8,5	2400	1,3102
0,6430	9,0	2720	1,2568
1,343	10	2760	1,4144
0,7430	12	3230	1,3324

Per analitzar una turbina de forma ideal s'hauria de poder obtenir molts valors diferents per una mateixa altura manomètrica en l'entrada ja que així es podrien realitzar regressions més fiables. Però en aquest cas, el fet de tenir una bomba centrífuga sense un variador de freqüència com a subministrador d'altura en l'entrada i d'un cabal, dona lloc a que quan es varia la força que aplica el fre provoca un canvi en la velocitat de gir de la turbina, i com a conseqüència en el cabal que entra en la turbina. Coneixent la típica corba característica d'una bomba, com es mostra en la Figura 34.

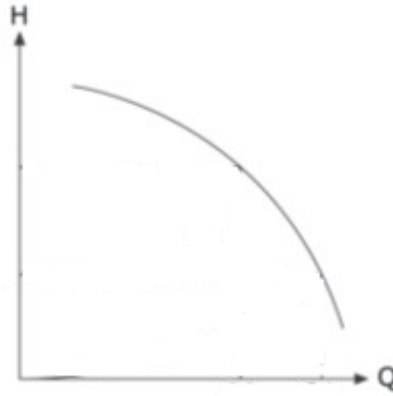


Figura 34. Corba característica d'una bomba centrífuga (H-Q).

Es pot observar com si el cabal que ofereix la bomba centrífuga canvia a causa de la variació de la força en fre que provoca un canvi en la velocitat de gir de la turbina, també ho ha de fer la altura que proporciona la bomba.

En conseqüència, poder obtenir valors suficients amb una mateixa altura d'entrada és impossible amb el banc d'assaig disponible ja que al canviar la força del fre s'està canviant de manera indirecta l'altura que proporciona la bomba. D'aquí que tal com es pot observar en la taula de valors experimentals mostrada anteriorment, no hi hagin molts valors amb una altura constant.

Una manera de poder solucionar aquest problema seria modificar el banc d'assaig del laboratori, per exemple utilitzar un variador de freqüència en la bomba centrífuga per aconseguir mantenir constant la altura que entrega la bomba o en lloc d'utilitzar una bomba com a proveïdor d'altura i cabal, utilitzar un dipòsit elevat el qual sempre proporcionaria la mateixa altura.

6.1. Model de càlcul

Un cop obtinguts els valors experimentals, el següent pas és obtenir dades d'interès mitjançant els valors obtinguts experimentalment, com és l'altura neta, la potència útil, el rendiment, etc., i així poder decidir quin assaig s'utilitza com a condicions d'entrada per a la simulació, i per tant quin s'utilitzarà per comparar amb els resultats obtinguts en CFD. Tot seguit s'explica el model de càlcul utilitzat per extreure aquestes dades d'interès.

La primera dada d'interès que es calcula és la altura neta total que hi ha en la entrada de la turbina. Per calcular la altura neta total, simplement és necessari realitzar un balanç energètic entre l'entrada i la sortida de la turbina mitjançant l'equació de Bernoulli.

$$H_n = \frac{P_e - P_s}{\rho g} + \frac{c_e^2 - c_s^2}{2g} + z_e - z_s [m]$$

On:

H_n és l'altura neta total del fluid de treball en l'entrada de la turbina en m.

P_e és la pressió manomètrica del fluid de treball en l'entrada de la turbina en Pa.

P_s és la pressió manomètrica del fluid de treball a la sortida de la turbina en Pa.

c_e és la velocitat del fluid de treball en l'entrada de la turbina en m/s.

c_s és la velocitat del fluid de treball a la sortida de la turbina en m/s.

$z_e - z_s$ és la diferencia de cota entre l'entrada i la sortida de la turbina en m.

ρ és la densitat del fluid de treball en Kg/m³.

g és la gravetat en m/s².

De tot el conjunt de dades que es necessita en la formula anterior per poder calcular l'altura neta, en són conegudes la constant gravitatòria, la densitat del fluid de treball, la diferencia de cota entre l'entrada i la sortida, la pressió de sortida del fluid de treball que és 0 ja que la sortida de la turbina és troba a pressió atmosfèrica. El valor $\frac{P_e}{\rho g}$ és proporcionat pel sensor de pressió situat en l'entrada de la turbina, el qual ens ofereix l'altura manomètrica en l'entrada de la turbina. Per tant, els únics valors no coneguts són les velocitat del fluid de treball en l'entrada i sortida de la turbina.

Per poder calcular les velocitat en l'entrada i sortida de la turbina simplement és necessari determinar el cabal que hi circula per la turbina i els diàmetres de la secció de pas en l'entrada i sortida. Aquests valors són coneguts ja sigui perquè són valors experimentals com el cabal o constants geomètriques com són els diàmetres.

Tot seguit es mostren les equacions per calcular la velocitat del fluid en l'entrada i sortida de la turbina:

$$c_e = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} D_e^2} \text{ [m/s]}$$

$$c_s = \frac{\dot{V}_r}{\frac{\pi}{4} D_s^2} \text{ [m/s]}$$

Al estar treballant en un banc d'assaig en la realitat, a vegades sorgeixen una sèrie d'inconvenients, com són les pèrdues de fluid de treball a través de juntes defectuoses, d'aquí que el cabal de fluid de treball no sigui el mateix en l'entrada que en la sortida. Per tant, mitjançant la recollida de fluid perdut en cada assaig, s'ha pogut calcular un rendiment volumètric el qual relaciona el cabal en l'entrada amb el cabal que realment entra en el rodet. És per aquest motiu que en l'equació del càlcul de la velocitat en la sortida de la turbina, el cabal utilitzat és el cabal en el rodet, ja que és el cabal que realment surt pel tub d'aspiració de la turbina.

$$\dot{V}_r = \eta_v \cdot \dot{V} [m^3/s]$$

Un cop calculades les velocitats, ja es pot calcular l'altura neta mitjançant l'equació següent:

$$H_N = H + \frac{c_e^2 - c_s^2}{2g} + \Delta h_{e-s} [m]$$

On:

H és l'altura manomètrica en l'entrada de la turbina en m.

Δh_{e-s} és la diferencia de cota entre l'entrada i la sortida de la turbina en m.

Tot seguit, es calcula la potència neta en l'entrada a la turbina, mitjançant la següent equació:

$$N_N = \rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H_N [W]$$

El següent pas és calcular la potència útil, per fer-ho es necessita realitzar alguns càlculs previs com el pas de la velocitat angular en rpm a rad/s i el càlcul del par motor en l'eix de sortida de la turbina.

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n [rad/s]$$

$$M = F \cdot d [N \cdot m]$$

On:

ω és la velocitat angular de gir de la turbina en rad/s.

n és la velocitat angular de gir de la turbina en rpm.

M és el par motor en N·m.

F és la força aplicada en fre Prony en N.

d és la longitud del braç del fre Prony en m

Un cop calculada la velocitat angular en rad/s i el par motor que realitza el fre Prony, es calcula la potència útil amb la següent equació:

$$N_u = M \cdot \omega [W]$$

I finalment coneguda la potencia neta i la potencia útil, ja es pot procedir a calcular el rendiment global de la turbina, mitjançant la equació següent:

$$\eta_G = \frac{N_u}{N_N}$$

6.2. Taules de dades

A continuació es detallen les dades i dimensions de la turbina així com els resultats obtinguts experimentalment.

Taula 2. Dades i dimensions de la turbina.

Variable		Valor	Unitats
Diàmetre tub forçat (entrada turbina)	D_e	40,00	mm
Diàmetre sortida tub d'aspiració (sortida turbina)	D_s	76,00	mm
Longitud braç fre Prony	d	160,3	mm
Densitat fluid de treball (aigua)	ρ	1000	kg/m ³
Constant gravitatòria	g	9,81	m/s ²
Pressió sortida turbina	P_2	0	Pa
Diferència cota entrada i sortida de la turbina	Δh_{e-s}	179,85	mm

Taula 3. Resultats de la turbina.

F (N)	H (m)	n (rpm)	V (l/s)	η_v
2,943	5,0	850,0	1,6489	1,00
1,443	3,0	860,0	1,2480	1,00
0,8430	2,5	1030	1,0300	1,00
1,943	5,0	1160	1,4132	1,00
2,543	5,0	1250	1,6233	1,00
1,143	4,0	1290	1,2560	1,00
1,643	4,5	1380	1,3484	1,00
0,7430	3,0	1390	1,0300	1,00
1,143	4,0	1480	1,2286	1,00
0,6630	3,5	1490	1,0340	1,00
1,443	5,5	1670	1,3706	1,00
2,243	6,0	1690	1,5351	1,00
0,6430	4,0	1720	1,0100	1,00
0,8330	6,0	2170	1,1840	1,00
0,6430	7,0	2320	1,1630	0,997
1,043	8,5	2400	1,3102	0,991
0,6430	9,0	2720	1,2568	0,990
1,343	10	2760	1,4144	0,988
0,7430	12	3230	1,3324	0,985

6.3. Càlcul dels resultats dels valors experimentals

Mitjançant les Taules de dades 2 i 3 i el model de càlcul explicat anteriorment, ja es pot procedir a calcular els resultats experimentals.

En aquest apartat, s'explicarà de manera detallada el càlcul realitzat en un dels assaigs experimentals, ja que per la resta s'ha seguit el mateix procediment. L'assaig escollit per mostrar l'exemple de càlcul seguit és el de la Taula 4.

Taula 4. Assaig escollit com a exemple de càlcul.

F (N)	H (m)	n (rpm)	V (l/s)	η_v
1,143	4,0	1480	1,2286	1,00

6.3.1. Velocitat del fluid de treball a l'entrada de la turbina

$$c_e = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} D_e^2} = \frac{1,2286 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3/\text{s}]}{\frac{\pi}{4} 0,04^2 [\text{m}]} = \boxed{0,978 \text{ m/s}}$$

6.3.2. Velocitat del fluid de treball a la sortida de la turbina

$$c_s = \frac{\dot{V}_r}{\frac{\pi}{4} D_s^2} = \frac{1,2286 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3/\text{s}] \cdot 1}{\frac{\pi}{4} 0,076^2 [\text{m}]} = \boxed{0,271 \text{ m/s}}$$

6.3.3. Total d'altura neta total disponible en l'entrada de la turbina

$$H_N = H + \frac{c_e^2 - c_s^2}{2g} + \Delta h_{e-s} = 4,0\text{m} + \frac{0,978^2 [\text{m/s}] - 0,271^2 [\text{m/s}]}{2 \cdot 9,81 [\text{m/s}^2]} + 179,85 \cdot 10^{-3} [\text{m}] = \boxed{4,225 \text{ m}}$$

6.3.4. Potència neta

$$N_N = \rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H_N = 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 1,2286 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \cdot 4,225 [\text{m}] = \boxed{50,920 \text{ W}}$$

6.3.5. Velocitat angular de gir de la turbina en rad/s

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n = \frac{2\pi}{60} \cdot 1480 [\text{rpm}] = \boxed{154,985 \text{ rad/s}}$$

6.3.6. Par motor

$$M = F \cdot d = 1,143 [\text{N}] \cdot 160,3 \cdot 10^{-3} [\text{m}] = \boxed{0,183 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

6.3.7. Potència útil

$$N_u = M \cdot \omega = 0,183 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 154,985 [\text{rad/s}] = \boxed{28,397 \text{ W}}$$

6.3.8. Rendiment global de la turbina

$$\eta_G = \frac{N_u}{N_N} = \frac{28,397 [\text{W}]}{50,920 [\text{W}]} = 0,558 = \boxed{55,768 \%}$$

6.4. Taula de resultats dels valors experimentals

Un cop explicat de manera més detallada els diferents càlculs realitzats en un cas, per la resta de casos, el procediment és el mateix, l'única diferència són els valors d'entrada recollits experimentalment. Tot seguit, s'adjunta la taula de resultats de tots els casos realitzats en el laboratori.

Taula 5. Resultats dels diferents assajos experimentals.

H (m)	n (rpm)	w (rad/s)	F (N)	V (l/s)	Vr (l/s)	M (Nm)	Nu (W)	cinlet (m/s)	coutlet (m/s)	Hn (m)	Nn (W)	Rendiment	Rend (%)
3,0	860,0	90,059	1,44	1,248	1,248	0,231	20,832	0,993	0,275	3,226	39,499	0,527	52,740
2,5	1030	107,86	0,843	1,030	1,030	0,135	14,576	0,820	0,227	2,711	27,397	0,532	53,201
3,0	1390	145,56	0,743	1,030	1,030	0,119	17,337	0,820	0,227	3,211	32,450	0,534	53,426
3,5	1490	156,03	0,663	1,034	1,034	0,106	16,583	0,823	0,228	3,712	37,650	0,440	44,045
4,0	1290	135,09	1,14	1,256	1,256	0,183	24,751	0,999	0,277	4,227	52,081	0,475	47,525
4,5	1380	144,51	1,64	1,348	1,348	0,263	38,061	1,073	0,297	4,734	62,621	0,608	60,780
4,0	1480	154,99	1,14	1,229	1,229	0,183	28,397	0,978	0,271	4,225	50,920	0,558	55,768
4,0	1720	180,12	0,643	1,010	1,010	0,103	18,565	0,804	0,223	4,210	41,716	0,445	44,504
5,0	850,0	89,012	2,94	1,649	1,649	0,472	41,992	1,312	0,363	5,261	85,098	0,493	49,346
5,0	1160	121,47	1,94	1,413	1,413	0,311	37,835	1,125	0,312	5,239	72,636	0,521	52,088
5,0	1250	130,90	2,54	1,623	1,623	0,408	53,360	1,292	0,358	5,258	83,737	0,637	63,723
5,5	1670	174,88	1,44	1,371	1,371	0,231	40,452	1,091	0,302	5,736	77,122	0,525	52,453
6,0	1690	176,98	2,24	1,535	1,535	0,360	63,632	1,222	0,338	6,250	94,122	0,676	67,606
6,0	2170	227,24	0,833	1,184	1,184	0,134	30,344	0,942	0,261	6,222	72,264	0,420	41,990
7,0	2320	242,95	0,643	1,163	1,160	0,103	25,042	0,925	0,256	7,220	82,375	0,304	30,399
8,5	2400	251,33	1,04	1,310	1,299	0,167	42,020	1,043	0,286	8,731	112,22	0,374	37,444
9,0	2720	284,84	0,643	1,257	1,244	0,103	29,359	1,000	0,274	9,227	113,76	0,258	25,808
10	2760	289,03	1,34	1,414	1,397	0,215	62,222	1,126	0,308	10,24	142,08	0,438	43,795
12	3230	338,24	0,743	1,332	1,312	0,119	40,286	1,060	0,289	12,2	159,89	0,252	25,195

En la Taula 5, els resultats han estat ordenats per valors semblants d'altura neta en l'entrada i s'han format cinc grups diferents, el grup d'altura 3m, el grup d'altura 4m, el grup d'altura 5m, el grup d'altura 6m i finalment el grup d'altura 9,5m. I dins de cada grup, els resultats estan ordenats en ordre creixent de velocitat angular.

L'objectiu de la realització d'un assaig experimental és ser capaç de determinar les condicions d'entrada per a la simulació en CFD que permetin obtenir resultats reals en el laboratori per aquestes condicions d'entrada, i així poder comprar els resultats que s'obtingran en CFD amb els obtinguts experimentalment. Per tant, el següent pas és escollir quin dels múltiples casos obtinguts experimentalment, és a dir, elegir quina fila de la taula anterior de resultats s'utilitzarà per elegir les condicions d'entrada pel CFD i servirà per comparar amb els resultats que s'obtingran de la simulació.

Al poder escollir, s'ha evitat aquells casos que presentaven un rendiment volumètric a causa de pèrdues diferent a 1 i així evitar seleccionar un cas amb més probabilitat d'error. Finalment, s'ha optat per un cas del grup d'altura 4m ja que és un grup amb poca variació d'altura entre els diferents casos que el formen.

Com a últim pas, per poder escollir quin cas del grup dels 4m, s'ha optat per construir en una gràfica les corbes característiques de la turbina per aquest cas Figura 35.

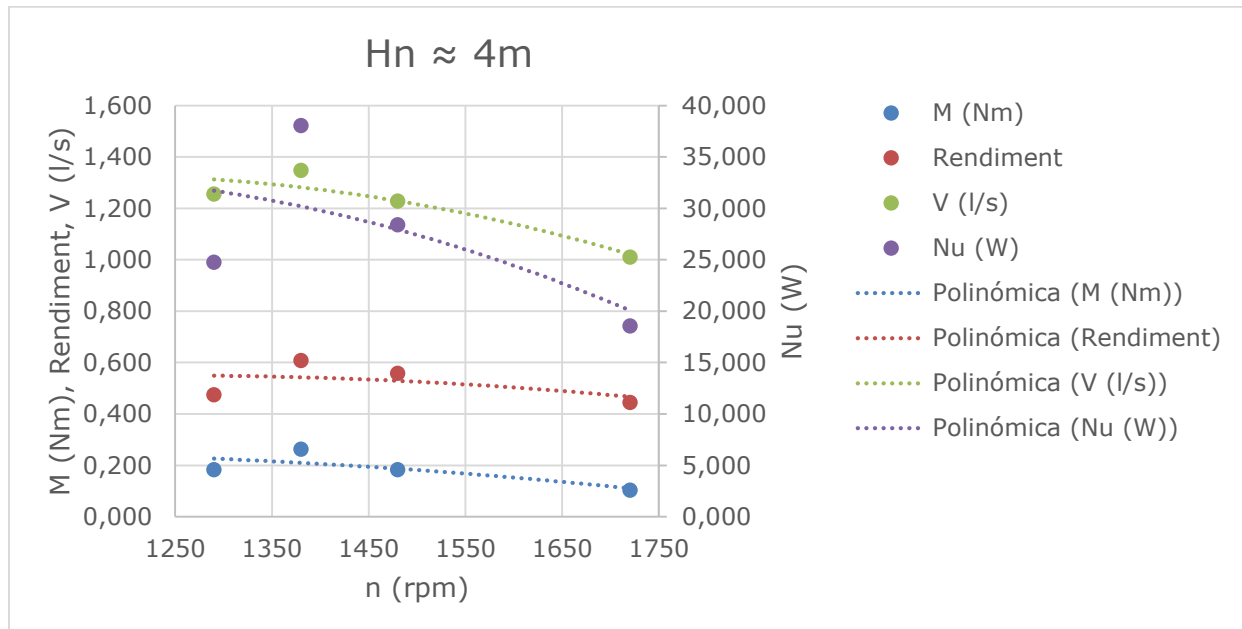


Figura 35. Gràfica de resultats del grup d'altura 4m.

Amb la gràfica anterior, clarament s'observa com el punt que correspon a la altura de 4,5 m és el que cau més allunyat de la regressió, i per tant el que més error acumula. Per altra banda, dins dels tres punts restants, s'ha optat pel de major rendiment, el que correspon a una velocitat angular de 1.480rpm.

El cas elegit, finalment, ha estat el de la Taula 6:

Taula 6. Resultats de l'assaig escollit.

H (m)	n (rpm)	w (rad/s)	F (N)	V (l/s)	Vr (l/s)	M (Nm)
4,0	1480	154,99	1,143	1,229	1,229	0,183
Nu (W)	cinlet (m/s)	coutlet (m/s)	Hn (m)	Nn (W)	Rendiment	Rend (%)
28,397	0,978	0,271	4,225	50,920	0,558	55,768

Un cop elegit el cas, només queda extreure les condicions d'entrada/sortida i de treball que s'utilitzaran com a condicions de contorn per al CFD, una pressió i una velocitat del fluid de treball en l'entrada ("inlet") i en la sortida ("outlet"), la velocitat angular de rotació de la turbina i el cabal. Per tant, d'aquests quatre valors, només es desconeix un, el corresponent a la pressió total del fluid en l'entrada. Per calcular-la, simplement s'ha de passar d'altura neta a pressió, mitjançant l'equació següent:

$$P_{TOTAL_INLET} = H_N \cdot \rho \cdot g = 4,225 [m] \cdot 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = \boxed{41445,6 Pa}$$

Per tant, sabent que en la sortida del tub d'aspiració el fluid està a pressió atmosfèrica, les condicions d'entrada, sortida i treball queden de la següent manera:

$$P_{TOTAL_INLET} = 41445,6 \text{ Pa}$$

$$C_{INLET} = 0,978 \text{ m/s}$$

$$P_{OUTLET} = 0 \text{ Pa}$$

$$C_{OUTLET} = 0,271 \text{ m/s}$$

$$n = 1480 \text{ rpm}$$

$$\dot{V} = 0,0012286 \text{ m}^3/\text{s}$$

CAPÍTOL 7: SIMULACIÓ EN CFD

En aquest apartat, s'explicarà de forma detallada els passos seguits realitzats en Ansys Fluent, per preparar i inicialitzar el càlcul de la simulació.

Pas 1. Importació i unificació dels blocs de malles al programa

El primer pas ha estat importar els tres blocs de malles, i unir-les en Fluent.

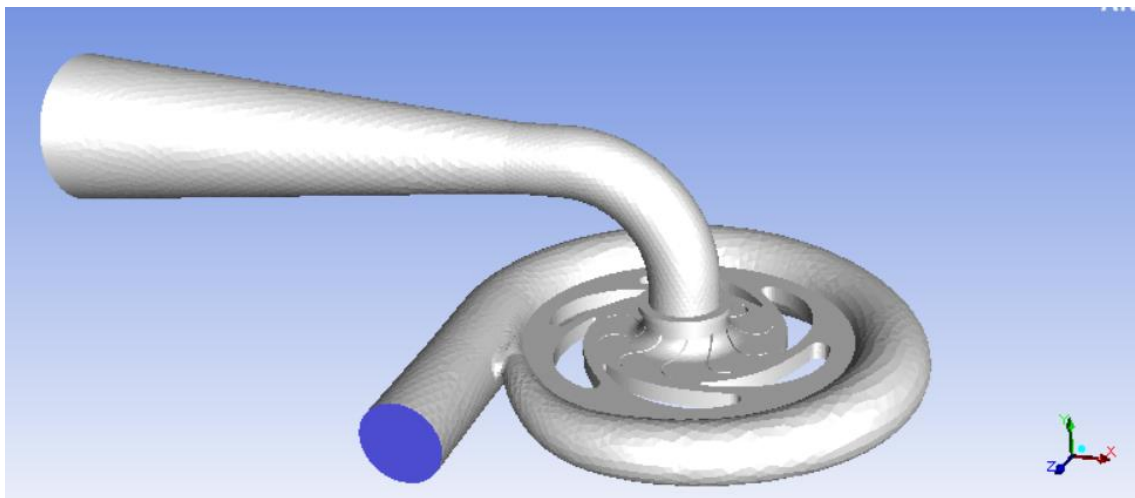


Figura 36. Visualització dels tres blocs de malla units en Fluent.

A continuació, com és vol realitzar una simulació la qual té parts en moviment, com és el rodet de la turbina, se li ha d'especificar al programa que el temps és transitori i no estacionari.

Pas 2. Especificació del model de càlcul de turbulència

Tot seguit s'ha d'especificar quin model de càlcul de turbulència es vol utilitzar, el programa t'ofereix un ampli rang de models a escollir, en un principi s'ha escollit el model Spalart-Allmaras, ja que és un model d'una sola equació, i un dels més simples que hi ha, el motiu d'elegir aquest model de càlcul en un inici, ha estat perquè en aquets tipus de simulacions transitòries en el temps, amb una geometria i mallat complexe, dona lloc a problemes de divergència de resultats en els inicis del càlcul de la simulació, per tant hi ha una sèrie de tàctiques per evitar aquesta divergència de resultats al inici del càlcul, una d'aquestes és començar amb un model de càlcul simple per començar a obtenir resultats decents, i més tard canviar a un model de càlcul superior, com el K-omega (2 eqn).

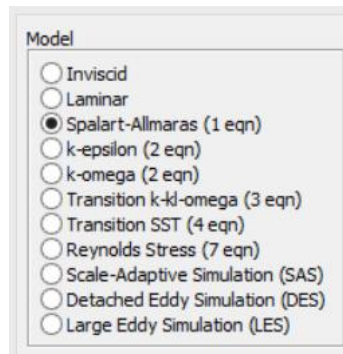


Figura 37. Captura de pantalla dels diferents models de turbulència en fluent.

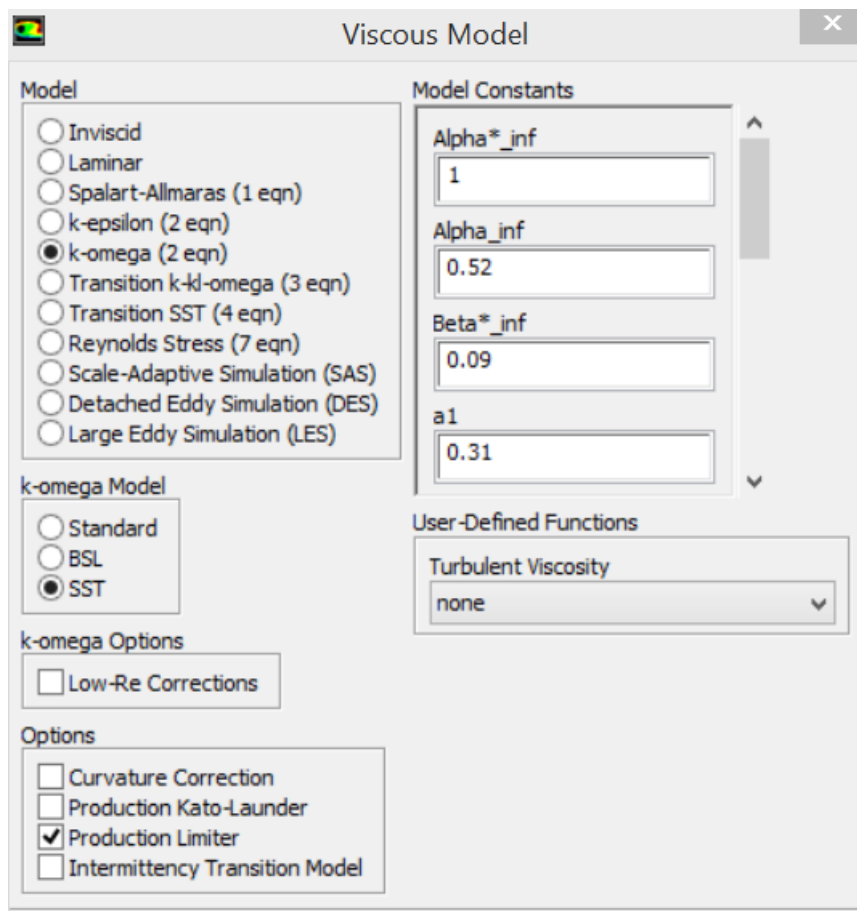


Figura 38. Captura de pantalla del model de càlcul superior elegit al final.

Pas 3. Selecció del fluid de treball

El següent pas, és escollir quin és el fluid de treball, en aquest cas el fluid de treball és aigua en estat líquid.

Tot seguit, s'ha d'introduir el fet que el rodet es troba en moviment, i s'ha d'especificar l'eix de gir i la velocitat de rotació del rodet. En aquest cas l'eix de gir és el y, tal com es pot observar en la Figura 39, i la velocitat de rotació és de 1480 rpm, tal com s'ha escollit en l'apartat 6.

Zone Name: fluid_rodet

Material Name: water-liquid [Edit...]

☐ Frame Motion
 ☐ 3D Fan Zone
 ☐ Source Terms
 ☒ Mesh Motion
 ☐ Laminar Zone
 ☐ Fixed Values
 ☐ Porous Zone
 ☐ LES Zone

Reference Frame: Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Relative Specification: Relative To Cell Zone: absolute

UDF: Zone Motion Function: none

Rotation-Axis Origin: X (m): 0 constant, Y (m): 0 constant, Z (m): 0 constant

Rotation-Axis Direction: X: 0 constant, Y: 1 constant, Z: 0 constant

Rotational Velocity: Speed (rad/s): -1480 constant

Translational Velocity: X (m/s): 0 constant, Y (m/s): 0 constant, Z (m/s): 0 constant

Copy To Frame Motion

Figura 39. Captura de pantalla de la configuració del moviment del rodet.

Pas 4. Introducció de les condicions de contorn

El següent pas, és introduir les condicions de contorn:

Taula 7. Condicions de contorn.

Entrada estator	Velocity-inlet (0,978 m/s)
Sortida tub aspiració	Pressure-outlet (0 Pa)
Sortida estator	Interface 1
Entrada rotor	Interface 1
Sortida rotor	Interface 2
Entrada tub d'aspiració	Interface 2
Àleps directrius	Wall
Àleps rodet	Wall
Paret estator	Wall
Paret rotor	Wall
Paret tub d'aspiració	Wall
Fluid estator	Interior
Fluid rotor	Interior
Fluid tub d'aspiració	Interior

Pas 5. Selecció del mètode de solució

Tot seguit, s'ha d'eleir el mètode de solució:

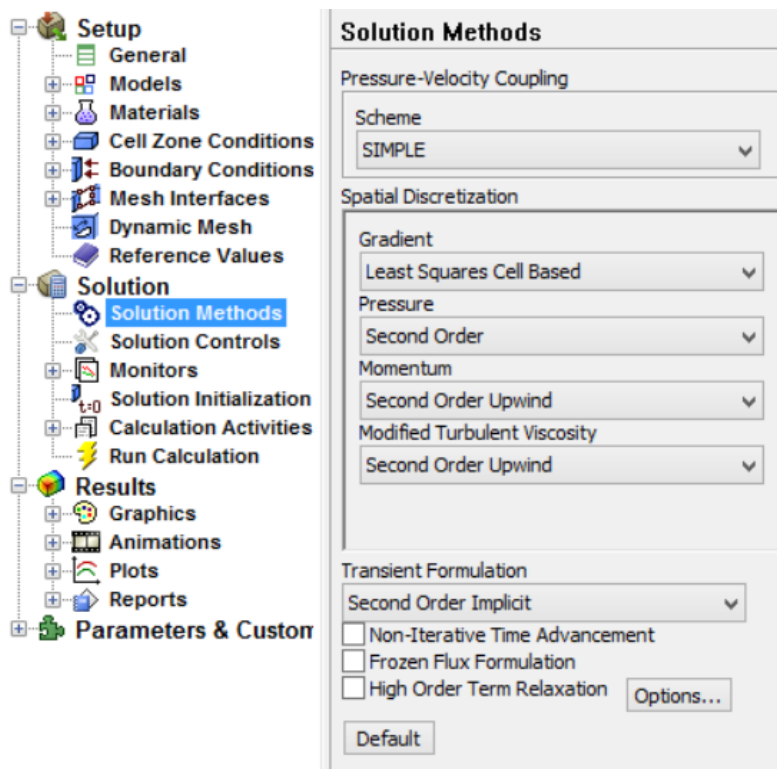


Figura 40. Captura de pantalla del mètode de solució escollit.

El mètode de solució que s'ha escollit és de segon ordre, això significa més precisió en el càlcul de la simulació, però també més temps de càlcul degut a incrementar la complexitat del càlcul de la simulació i que pot donar lloc a divergència de resultats al inici del càlcul. Per tant, si s'obté divergència de resultats, una altra tàctica a seguir és seleccionar un model de solució de primer ordre en un inici per ajudar al programa de càlcul a obtenir resultats decents sense molta precisió i complexitat de càlcul, i passar després a un model de solució de segon ordre i així evitar divergència de resultats a l'inici i poder finalment obtenir resultats precisos.

Pas 6. Introducció dels factors de relaxació

Com a següent pas, el programa demana quins factors de relaxació es volen utilitzar. Els factor de relaxació serveixen per estabilitzar el procés iteratiu de càlcul que utilitza el calculador per tal d'evitar en simulacions complexes la divergència de resultats. Per tant, és recomanable, sobretot en la simulació d'aquest treball disminuir una mica aquests factors de relaxació ja que s'està treballant amb una simulació complexa, i es aconsellable situar els factors de relaxació entre 1 i 0,5 per ajudar al calculador a la convergència de resultats.

Pas 7. Determinació de monitors

A continuació, és l'hora d'introduir els monitors que es vulguin. En aquest cas, s'han utilitzat monitors per poder captar el "lift" en els àleps del rodet i del distribuïdor, i vuit monitors puntuals de pressió en punts específics tal com es mostra en la Figura 41 i en la Taula 8, per així observar de forma més clara les variacions de pressió que tenen lloc en la turbina i estudiar les freqüències d'interacció rotor-estator.

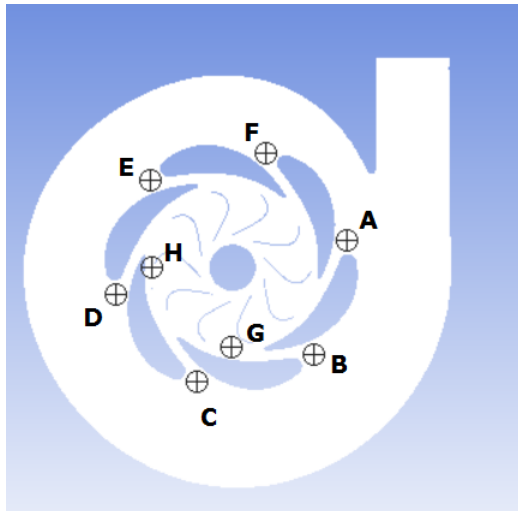


Figura 41. Distribució dels monitors puntuals.

Taula 8. Coordenades dels monitors puntuals.

	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
A	-60,6	0,015	14,2
B	-42,71	0,015	-45,42
C	17,98	0,015	-59,7
D	60,69	0,015	-14,28
E	42,71	0,015	45,42
F	-17,98	0,015	59,7
G	0	0,01	-42
H	42	0,01	0

Finalment, com a últim pas, només queda introduir el salt de temps i el nombre d'iteracions per cada salt de temps.

Normalment el salt de temps que s'utilitza en simulacions transitòries d'aquest tipus és el temps que triga el rodet en efectuar un grau de volta. En el cas d'estudi es té el rodet girant a 1480 rpm, per tant, el temps que triga a realitzar un grau de volta és 0,000112613 s.

Una altra tàctica per evitar la divergència de resultats és començar amb un pas de temps més petit del que tocaria per ajudar al calculador a iniciar el càlcul, i més endavant ja canviar al pas de temps recomanat.

Pel que fa al nombre d'iteracions per salt de temps, és recomanable utilitzar entre 20 i 30 iteracions, en aquest cas s'ha escollit 30 iteracions per salt de temps.

Run Calculation

Check Case... Preview Mesh Motion...

Time Stepping Method: Fixed Time Step Size (s): 0.000112613 p

Settings... Number of Time Steps: 10000

Options

☐ Extrapolate Variables

☐ Data Sampling for Time Statistics

Sampling Interval: 1 Sampling Options...

Time Sampled (s): 0

Max Iterations/Time Step: 20 Reporting Interval: 1

Profile Update Interval: 1

Data File Quantities... Acoustic Signals...

Calculate

Figura 42. Captura de pantalla del salt de temps i el nombre d'iteracions aplicat.

CAPÍTOL 8: ANÀLISIS DE RESULTATS DE LA SIMULACIÓ

8.1. Resultats de la simulació

L'objectiu és obtenir informació de la turbina mitjançant els resultats obtinguts amb CFD que es mostren a la Taula 9, i obtenir resultats per poder comparar posteriorment amb els obtinguts experimentalment i teòricament.

Taula 9. Valors numèrics obtinguts de la simulació.

Variables		Valor	Unitats
Velocitat entrada rodet	c_1	4,252	m/s
Velocitat sortida rodet	c_2	2,855	m/s
Pressió entrada rodet	p_1	25,134	KPa
Pressió sortida rodet	p_2	2,656	KPa
Diferència altura rodet	Δh_{1-2}	0	m
Velocitat entrada turbina	c_e	0,978	m/s
Velocitat sortida turbina	c_s	0,507	m/s
Pressió entrada turbina	p_e	37,960	KPa
Pressió sortida turbina	p_s	-0,956	Pa
Diferència altura turbina	Δh_{e-s}	179,85	mm
Cabal màssic	\dot{m}	1,1529	Kg/s

El primer resultat a calcular serà l'altura teòrica total que té la turbina segons els valors obtinguts en la simulació per poder comparar més endavant amb l'altura teòrica d'Euler.

L'altura teòrica es calcula de la següent manera:

$$H_{T_{CFD}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{1-2}$$

Introduint els valors corresponents de la Taula 9, s'obté:

$$H_{T_{CFD}} = \frac{25134\text{Pa} - 2656\text{Pa}}{1000\text{kg/m}^3 \cdot 9,81\text{m/s}^2} + \frac{(4,252\text{m/s})^2 - (2,855\text{m/s})^2}{2 \cdot 9,81\text{m/s}^2} + 0,17985 = 2,797\text{m}$$

El següent resultat a calcular serà l'altura neta, és a dir, l'altura total disponible en la turbina:

$$H_{nCFD} = \frac{p_e - p_s}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2 - c_s^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{e-s}$$

$$H_{nCFD} = \frac{37960\text{Pa} - (-0,956\text{Pa})}{1000\text{kg/m}^3 \cdot 9,81\text{m/s}^2} + \frac{(0,978\text{m/s})^2 - (0,507\text{m/s})^2}{2 \cdot 9,81\text{m/s}^2} = \mathbf{4,085\text{m}}$$

Un cop calculades les altures és interessant trobar la potència neta i la potència interna, ja que al cap i a la fi, el que es vol obtenir d'una turbina és potència elèctrica.

$$N_{nCFD} = H_{nCFD} \cdot g \cdot \dot{m} = 4,085\text{m} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 1,1529\text{kg/s} = \mathbf{46,202\text{W}}$$

La potència neta informa de quina seria la potència màxima que la turbina en les condicions a les que treballa, pot extreure del fluid de treball si no existissin pèrdues internes, volumètriques, hidràuliques ni mecàniques.

$$N_{iCFD} = H_{TCFD} \cdot g \cdot \dot{m} = 2,797\text{m} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 1,1529\text{kg/s} = \mathbf{31,638\text{W}}$$

La potència interna indica quina potència extreu el rodet del fluid de treball, la qual pràcticament hauria de coincidir amb la potència útil ja que normalment les pèrdues per rendiment mecànic són molt petites, normalment el rendiment mecànic no és més baix del 90 %.

Finalment, l'últim resultat d'interès a calcular seria el rendiment de la turbina suposant un rendiment mecànic negligible.

$$\eta = \frac{N_{iCFD}}{N_{nCFD}} \cdot 100 = \frac{31,638\text{W}}{46,202\text{W}} \cdot 100 = \mathbf{68,48\%}$$

8.2. Gràfics obtinguts de la simulació

8.2.1. Gràfic de contorn de la pressió estàtica

En aquest apartat s'observa i s'estudia la distribució de la pressió estàtica a l'interior de la turbina mitjançant un mapa de colors i una llegenda de referència.

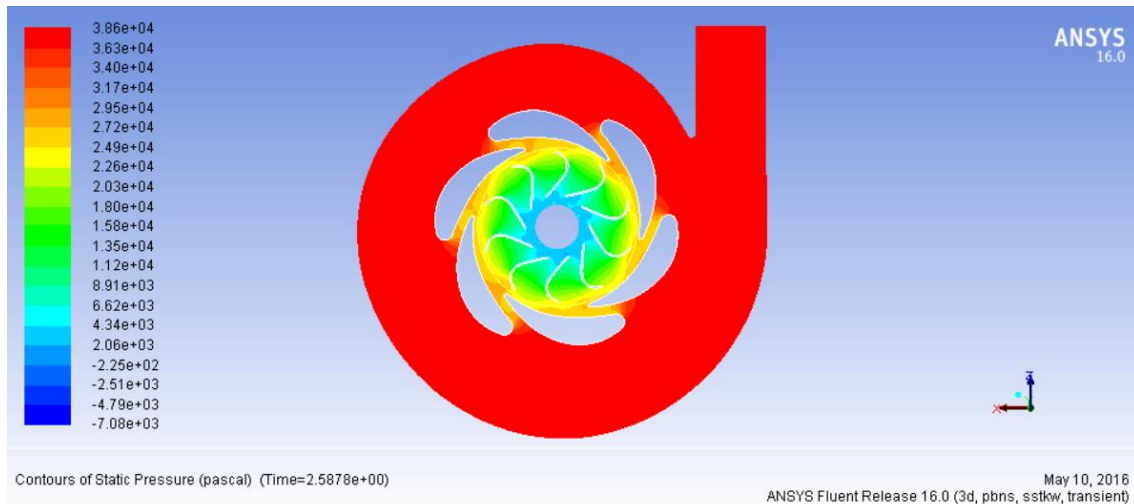


Figura 43. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina en el pla Y central.

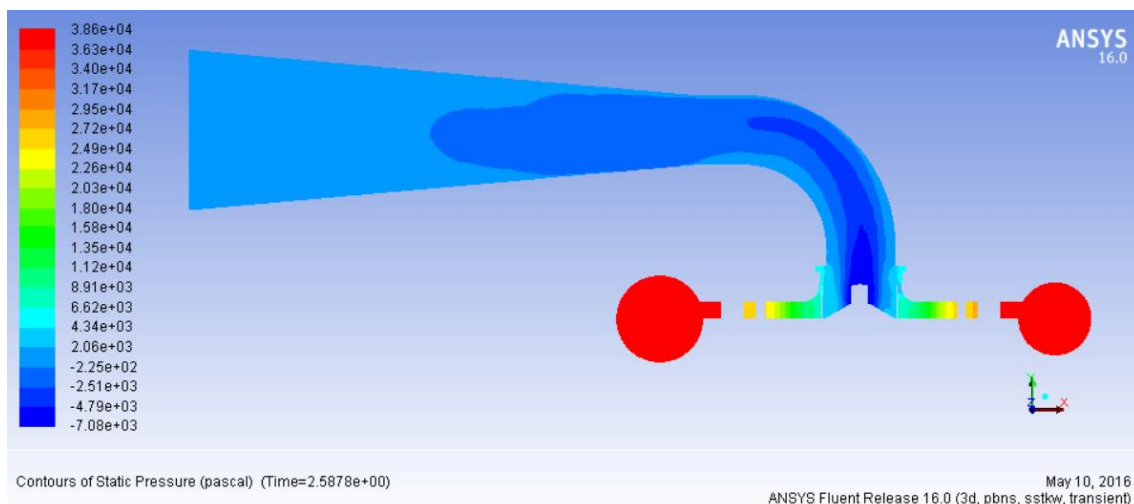


Figura 44. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina en el pla Z central.

De forma general, en les Figures 43 i 44, la pressió estàtica del fluid de treball disminueix a mesura que aquest entra en la turbina. Això és degut principalment per la forma d'espiral que presenta la voluta de la turbina Francis, la qual mitjançant la disminució de l'àrea de pas converteix l'energia de pressió que té el fluid en l'entrada de la turbina en energia cinètica. En resum, l'aigua a mesura que entra a la turbina perd pressió i guanya velocitat.

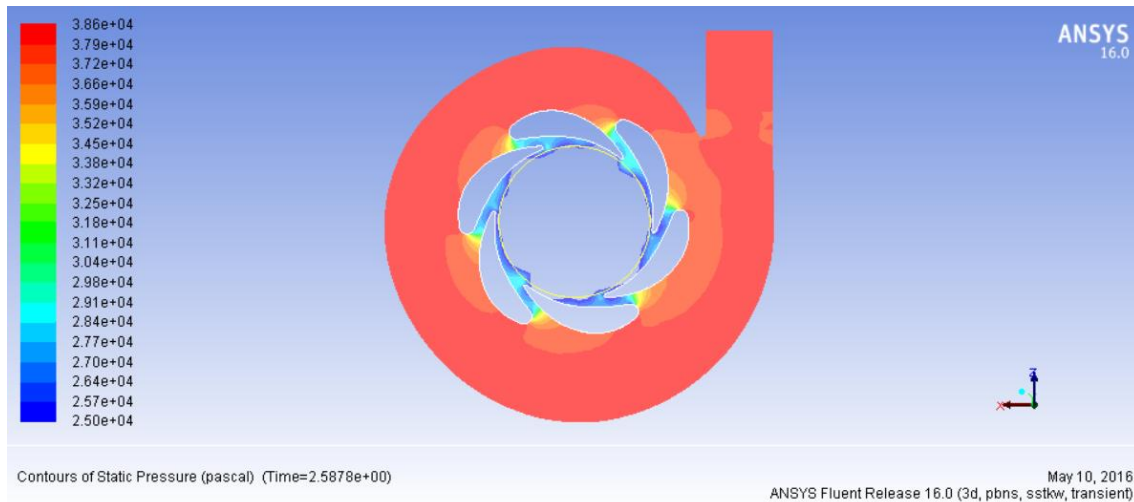


Figura 45. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de l'estator en el pla Y central.

En la Figura 45, es pot apreciar com en tota la càmera espiral, la pressió és bastant constant i uniforme, i no és fins que el fluid entra en els àleps directrius quan aquest comença a perdre pressió de manera important, com a conseqüència principal del estretament de l'àrea de pas entre àleps directrius.

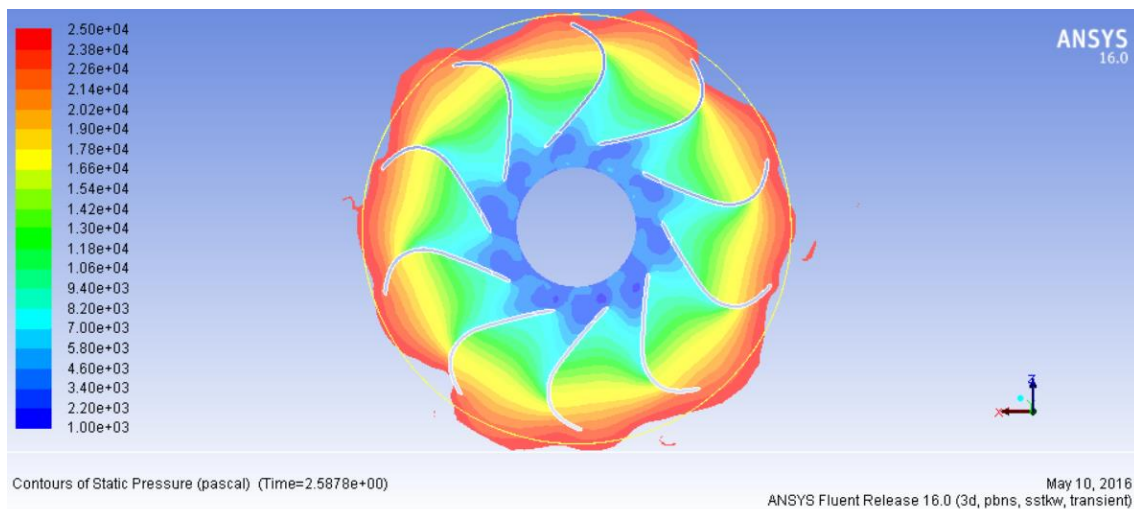


Figura 46. Gràfic de contorn de la pressió estàtica del rodet en el pla Y central.

En la Figura 46, s'observa clarament la pèrdua de pressió del fluid de treball a mesura que s'endinsa en el rotor, per tant la caiguda de pressió més important en el rodet es troba just en la sortida dels àleps del rodet.

Tal com s'explica anteriorment en l'apartat d'aspectes teòrics, una turbina Francis no és una turbina d'acció, sinó de reacció. En conseqüència, a l'interior de la turbina no es treballa a pressió atmosfèrica, sinó que en certs llocs es treballa a una pressió superior a la atmosfèrica, principalment en l'estator i el rotor, i en certes zones es treballa amb una pressió negativa, per sota l'atmosfèrica, principalment en el tub d'aspiració.

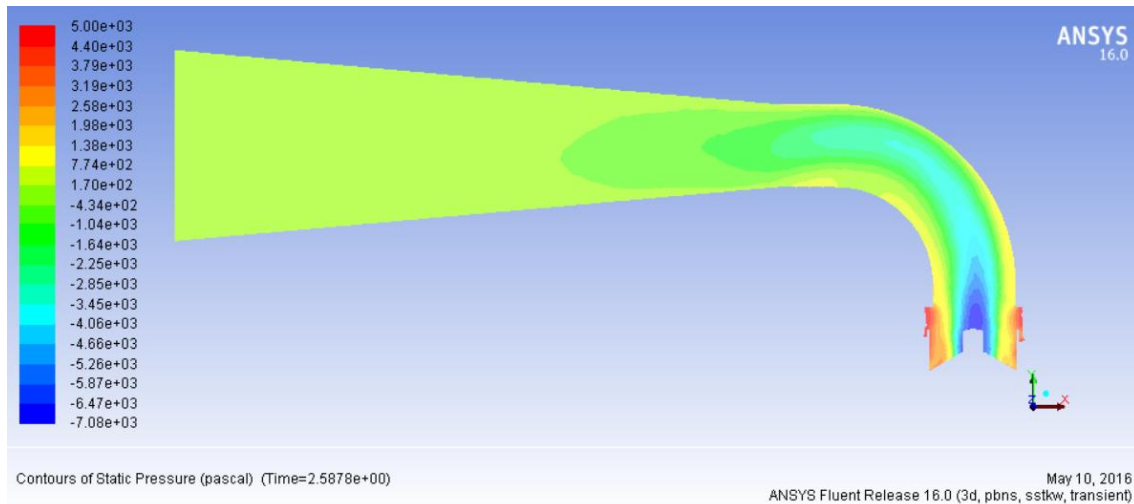


Figura 47. Gràfic de contorn de la pressió estàtica del tub d'aspiració en el pla Z central.

En la Figura 47, es pot apreciar la distribució de la pressió en el tub d'aspiració, i clarament s'observa el per què del seu nom. En la major part de tot el tub d'aspiració s'obté una pressió negativa per sota l'atmosfèrica, trobant el pic de caiguda de pressió més elevat en tota la turbina, just en l'entrada del tub d'aspiració. I com era d'esperar, la pressió a la sortida del tub d'aspiració és més o menys la pressió atmosfèrica.

És important detectar on és situen els pics de pressió, ja que són llocs crítics i propensos a problemes, com per exemple la cavitació. Observant la Figura 43, es pot observar que la zona on es troba la màxima pressió, de 38,6KPa, és a la voluta, pintada de color vermell fort, degut a la gran quantitat d'energia de pressió a la qual entra el fluid de treball a la turbina. Però no és el màxim de pressió el que més problemes dóna, sinó el mínim ja que si la pressió cau per sota la pressió de saturació del fluid de treball, significa que en aquest punt es generarà cavitació. En aquest cas, observant la figura 47, el mínim de pressió (-7080Pa) es troba a l'entrada del tub d'aspiració, per tant aquesta zona és la més propensa a sofrir de cavitació.

La cavitació, fenomen que té lloc quan a l'interior de la turbina hi ha zones on s'aconsegueix una pressió inferior a la de saturació del fluid de treball. Aquest fenomen provoca la formació de bombolles a causa del canvi de fase del fluid, i quan aquestes bombolles implosionen generen pics de pressió enormes, d'entre 1.000 i 10.000 bars molt localitzats en dècimes de mil·límetre. Aquest fet genera una fatiga excessiva a la turbina provocant una caiguda importat en el rendiment de la màquina.

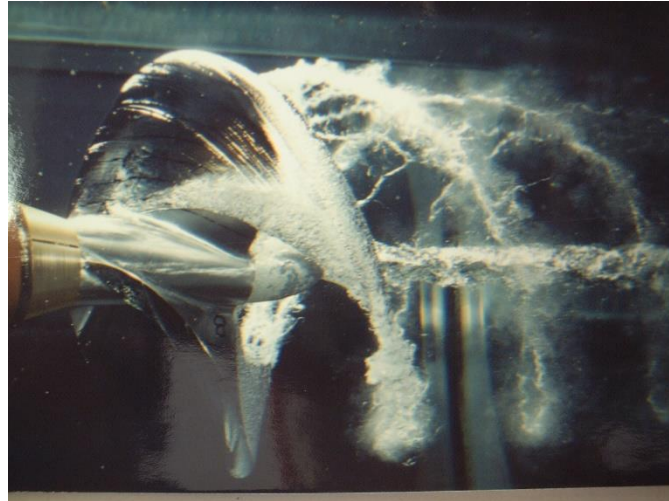


Figura 48. Formació de bombolles en una hèlix a causa de la cavitació.

Com en aquest estudi es treballa amb aigua a temperatura ambient (20°C), la pressió de saturació d'aquesta és de 2339,3Pa. La pressió mínima aconseguida en aquest estudi és de 7080Pa negatius, que corresponen a una pressió absoluta de $101325\text{Pa} - 7080\text{Pa} = 94245\text{Pa}$. Aquest valor és molt superior a la pressió de saturació de l'aigua, per tant es pot afirmar que en aquestes condicions de treball la turbina estudiada no sofrirà cap problema de cavitació. És tracta d'un resultat esperat ja que les condicions de treball utilitzades per a la simulació no estan fora dels límits especificats pel fabricant.

8.2.2. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta

En les Figures 49 i 50, es pot observar mitjançant gràfics de contorns, com es distribueix la velocitat absoluta en l'interior de la turbina, tan en el pla Y central com en el pla Z central.

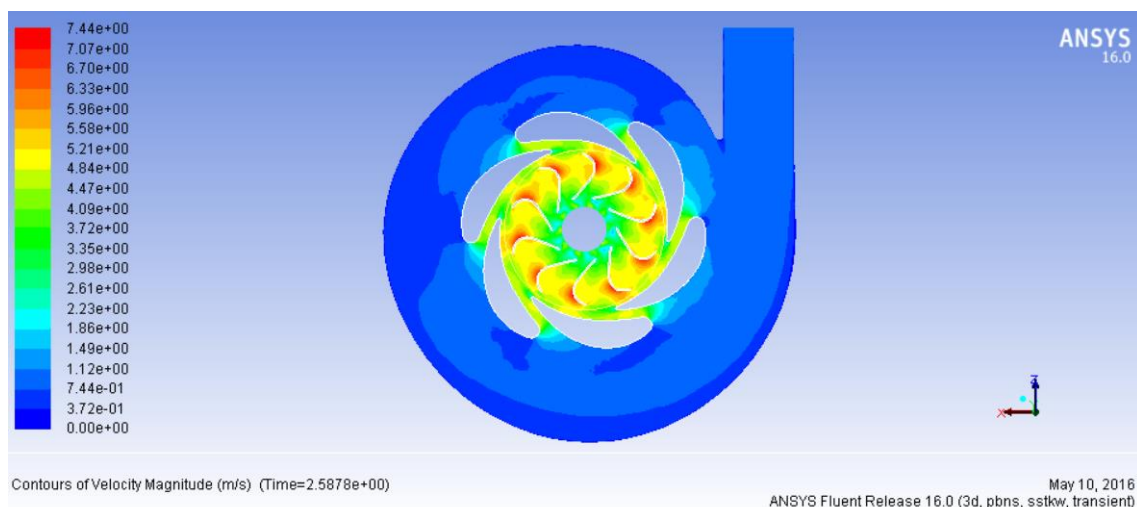


Figura 49. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina en el pla Y central.

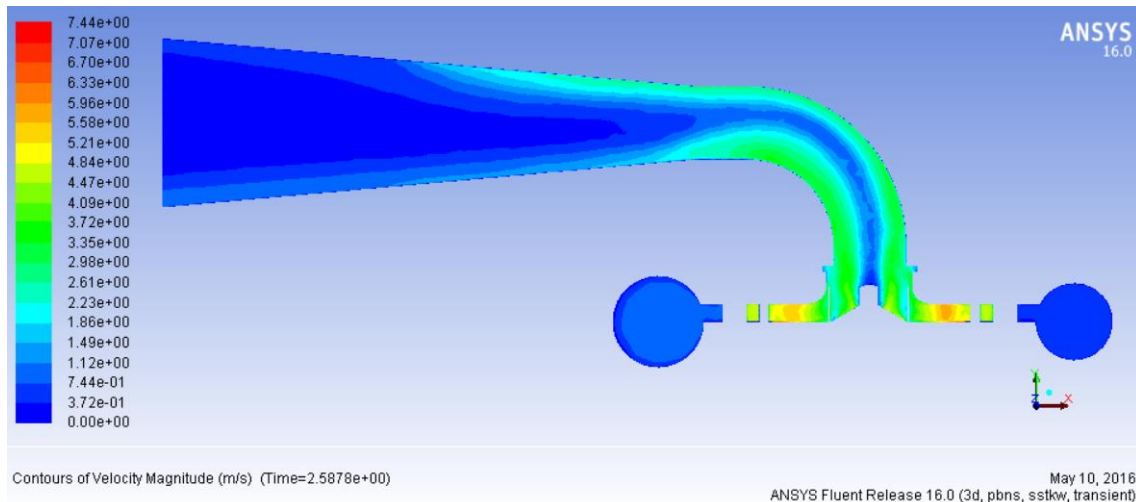


Figura 50. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina en el pla Z central.

Si s'analitzen en detall aquests gràfics, es pot observar la ubicació dels pics de velocitat. Per una banda, la màxima velocitat aconseguida a l'interior de la turbina és de 7,44m/s, la qual es troba en el lloc de xoc entre els àleps del rodet i el fluid, tal com s'observa a la Figura 49 i 52.

Per altra banda, la velocitat mínima és de 0m/s (blau fort), la qual es troba en els llocs on el fluid està en contacte amb una paret immòbil, com és el cas de la voluta i el tub d'aspiració. Això és degut al fet que tots els models de càlcul de fluids, suposen que el fluid té una velocitat nul·la just en el punt de contacte amb una paret o superfície rugosa a causa de la fricció entre ells. A les parets del rotor això no succeeix ja que a l'estar girant tot el fluid sempre té com a mínim la velocitat d'arrossegament.

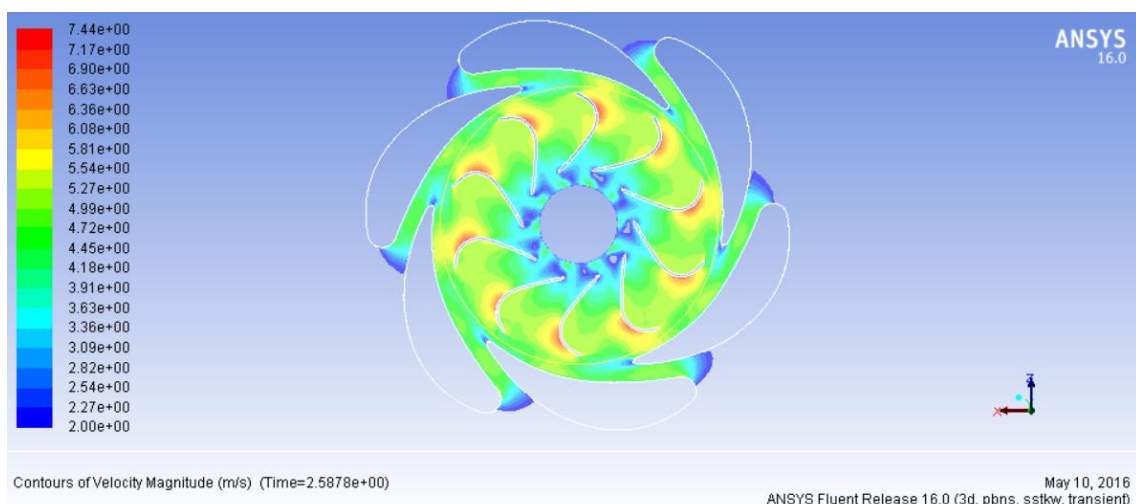


Figura 51. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta del roder en el pla Y central.

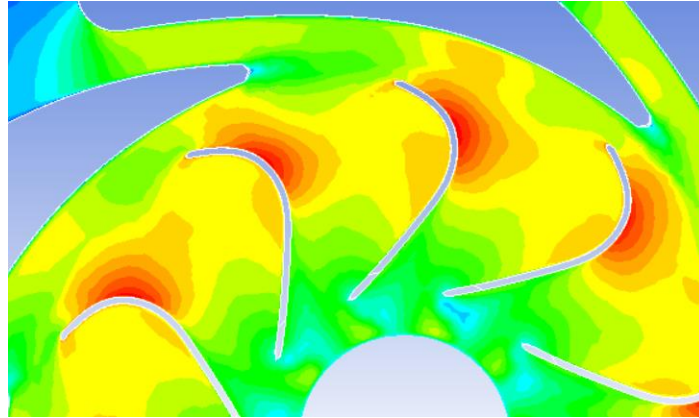


Figura 52. En color vermell, la zona de major velocitat en tota la turbina.

De forma general, s'observa que la velocitat augmenta a mesura que el fluid de treball entra en la turbina degut a la disminució de l'àrea de pas de la voluta, que transforma l'energia de pressió que té el fluid a l'entrada en energia cinètica. El focus de velocitat el trobem en el rodet, ja que és la part que es troba en continu moviment giratori i, per tant, és el lloc on s'obtenen les velocitats majors.

8.2.3. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència

La intensitat de turbulència el que mesura és la variació de velocitat en un punt, utilitzant la següent equació:

$$I = \frac{u'}{U}$$

On:

u' és la mitjana de les fluctuacions de velocitat.

U és la velocitat mitja.

Per tant, el que indica una intensitat de turbulència alta en una zona és que en la zona en qüestió hi ha grans canvis de velocitat. Normalment en el cas d'una turbina, aquesta zona es tractaria d'una zona d'alta formació de vòrtex.

En les Figures 53 i 54, s'observa mitjançant gràfics de contorns com es distribueix la intensitat de turbulència en l'interior de la turbina, i per tant, poder localitzar on és concentra la turbulència i per quin motiu ja que les zones turbulentes acostumen a ser consumidors d'energia.

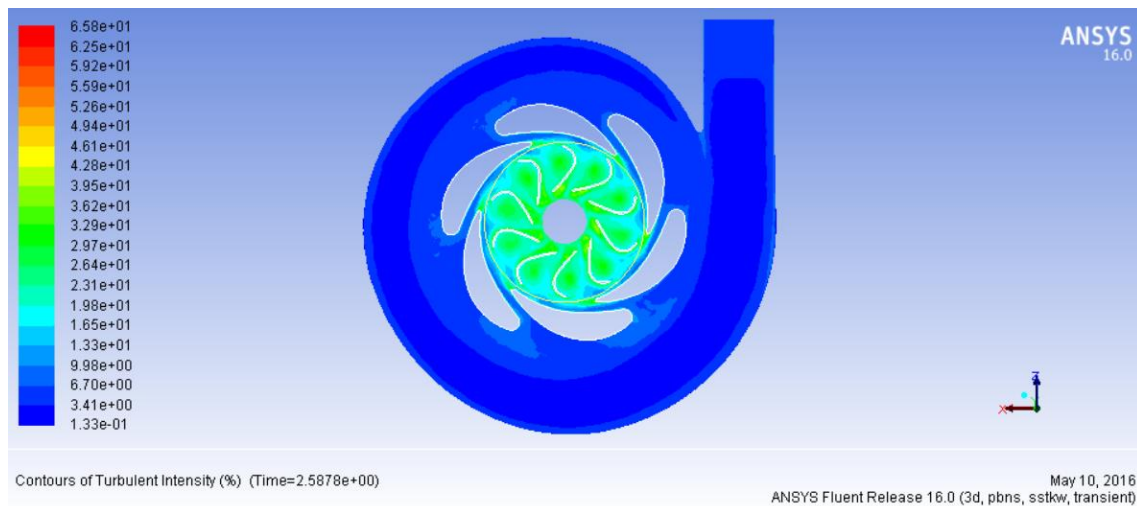


Figura 53. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina en el pla Y central.

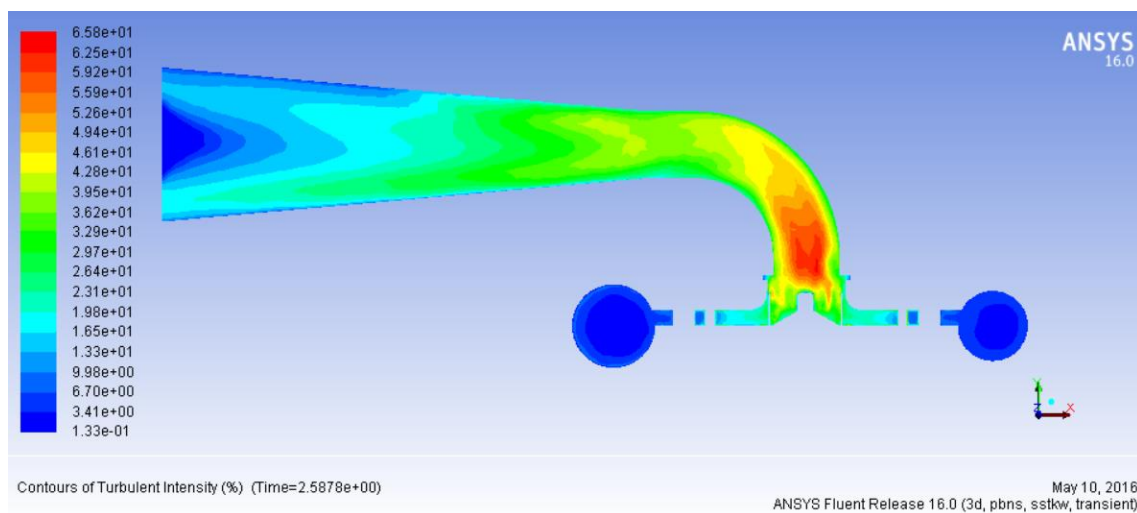


Figura 54. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina en el pla Z central.

En aquests gràfics, clarament es pot observar que la turbulència principalment té lloc en el rodet i en el tub d'aspiració.

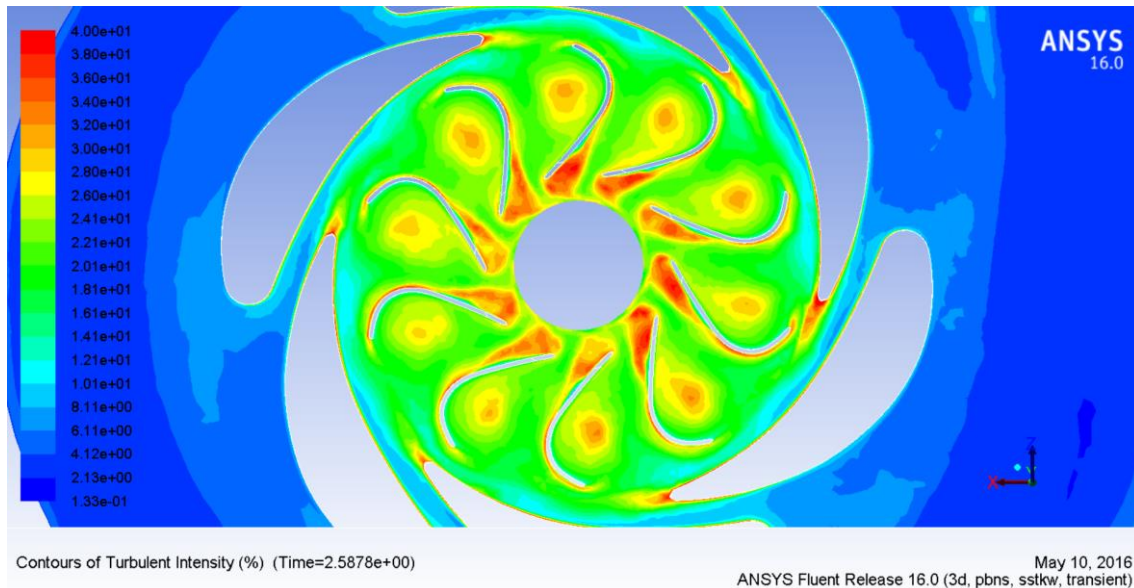


Figura 55. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència del rodet en el pla Y central.

Observant al Figura 55, i prestant atenció en el rodet, s'entén que degut al fet que el rotor és una part de la turbina en moviment continu sigui una de les zones de més propenses a sofrir de turbulència. Però si s'observa en detall, es detecta com principalment, deixant de banda el tub d'aspiració, hi ha dues zones crítiques de turbulència, aquestes són:

- La primera zona es troba a la sortida dels àleps tant en els directrius com els del rodet. Aquest fenomen es coneix com a interacció d'excitació o de deixant causat pel desprendiment de la capa límit del fluid sobre la superfície dels àleps.

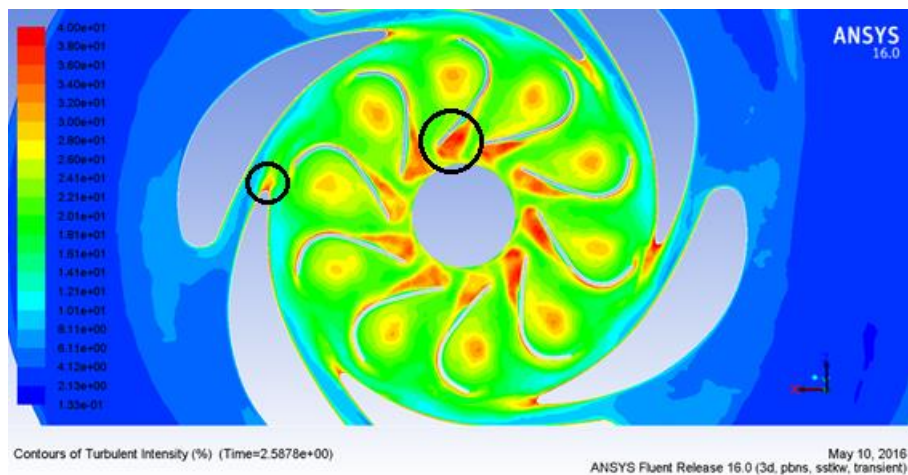


Figura 56. Interacció d'excitació o de deixant.

- La segona zona, prestant més atenció, es pot observar quan un àlep del rodet coincideix amb la sortida d'un àlep directriu de l'estator. Aquest fenomen es conegut com a interacció de flux potencial.

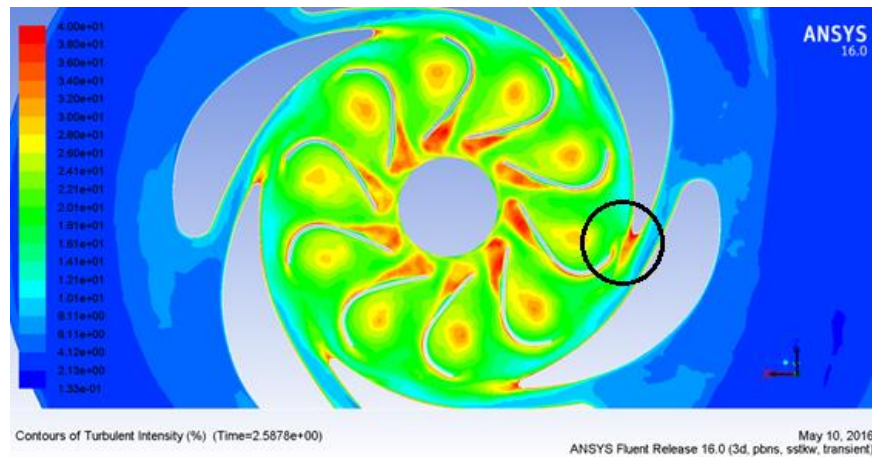


Figura 57. Interacció potencial.

Observant la Figura 54, la qual es centra en el tub d'aspiració, clarament s'observa com el pic de turbulència major (vermell fort), es troba just a la sortida del tub. En aquesta zona com a conseqüència de la gran velocitat del fluid i de la caiguda de pressió important és la zona més propensa a turbulència de tota la turbina.

8.2.4. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta

Els gràfics de vectors tenen com a funció principal donar informació de la direcció de la velocitat del fluid dins de la turbina, a més d'oferir la magnitud de la velocitat segons una gamma de diferents colors.

A causa que ja s'ha parlat de la magnitud de velocitat i la seva distribució dins de la turbina en els gràfics de contorn, en aquest apartat es centra en el anàlisis de la direcció de la velocitat absoluta del fluid dins de la turbina.

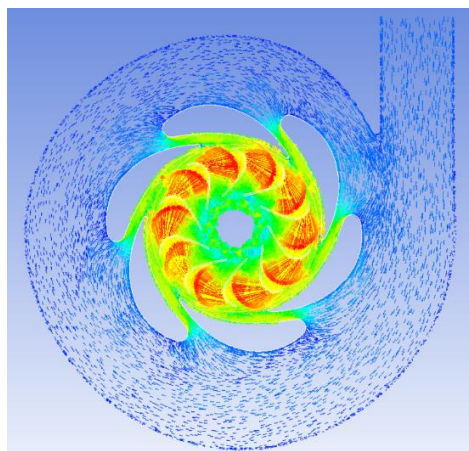


Figura 58. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta de la turbina en el pla Y central.

A la Figura 58, s'aprecia fàcilment com la direcció del flux dins de la voluta té la direcció d'aquesta, és a dir, que en la voluta el fluid s'acomoda i pren la direcció que li marca aquesta. A continuació, el fluid entra en contacte amb els àleps directrius i aquest pren la direcció que aquests li marquen.

En resum, el fluid mentre es troba en l'estator, adopta la direcció que li marquen les parts i àleps d'aquest ja que en l'estator no hi ha velocitat d'arrossegament, pel simple fet de romandre immòbil, i per tant la velocitat relativa coincideix amb la absoluta. Un altre factor important a observar és que el fluid entra al rodet amb l'angle de sortida dels àleps directrius.

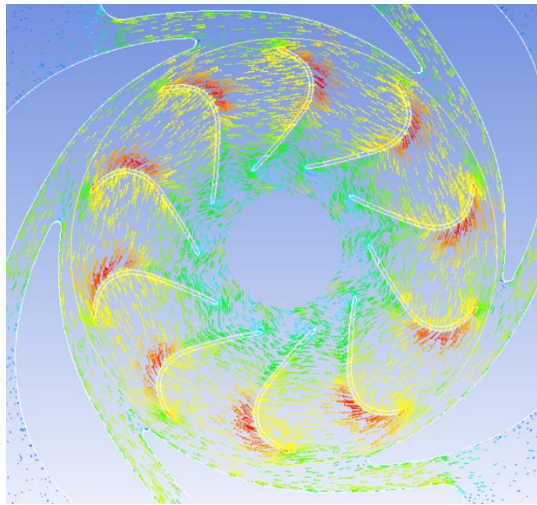


Figura 59. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta del rodet en el pla Y central.

D'altra banda, si s'analitza el què passa amb la velocitat absoluta dins el rodet, Figura 59, es veu clarament que el fluid no segueix la direcció que li marquen els àleps del rotor. Això es degut al fet que el rodet es troba girant i, per tant, apareix una velocitat d'arrossegament que provoca que la velocitat absoluta no coincideixi amb la relativa.

A l'interior del rodet la velocitat absoluta és la suma de la velocitat relativa i la d'arrossegament. És per aquest motiu que es pot apreciar com la velocitat absoluta tendeix a tenir la direcció de gir del rodet.

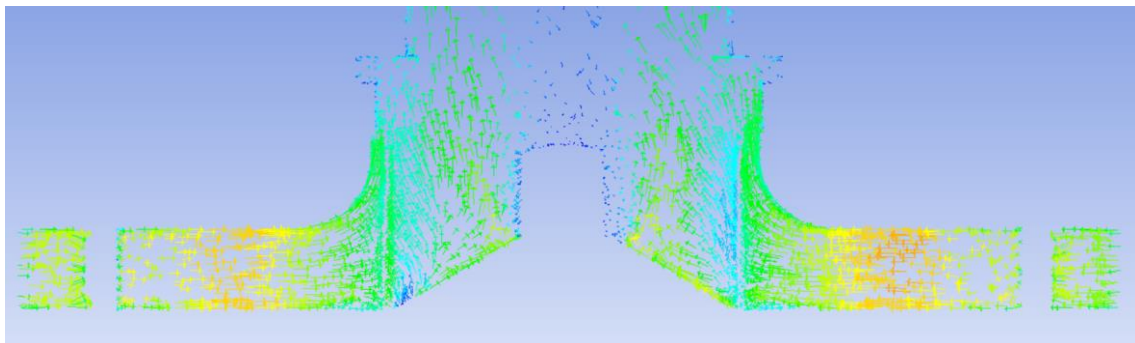


Figura 60. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta del rodet en el pla Z central.

En la Figura 60, s'observa que a la sortida del rodet el fluid té una direcció gairebé perpendicular a la direcció d'entrada al rodet, per la qual cosa es pot afirmar que la turbina estudiada té una sortida propera a una sortida radial en les condicions de treball en les quals treballa.

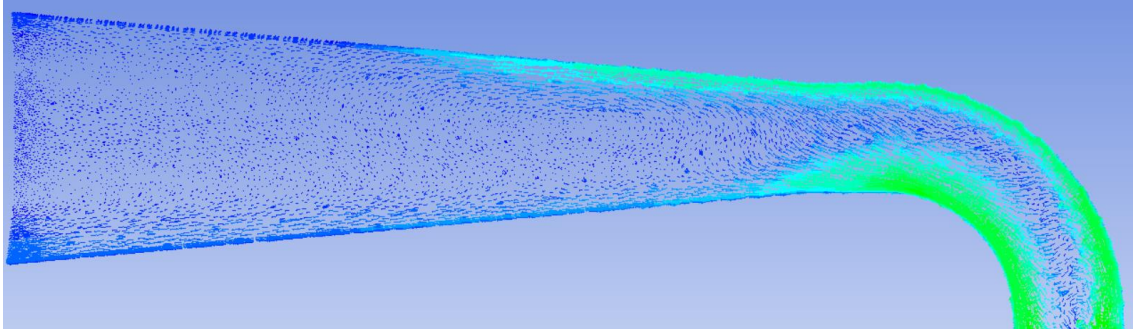


Figura 61. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta del tub d'aspiració en el pla Z central.

Observant la Figura 61, s'observa que la direcció del fluid en el tub d'aspiració no és una direcció clara. Sabent del apartat anterior que en el tub d'aspiració s'assoleix el percentatge més elevat d'intensitat de turbulència de tota la turbina, es pot esbrinar que en el tub d'aspiració hi ha una sèrie de vòrtexs que provoquen aquesta direcció estranya del fluid en el tub d'aspiració. Per poder treure l'entrellat de la direcció del fluid en el tub d'aspiració s'ha realitzat dos seccions del tub d'aspiració, una en l'entrada (Figura 62) i una altra en la sortida (Figura 63).

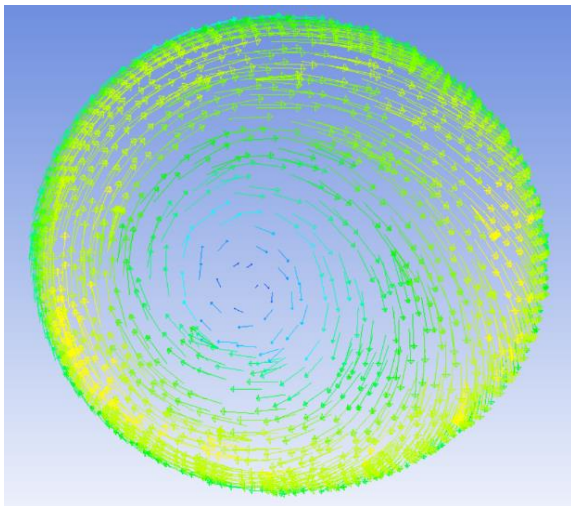


Figura 62. Secció de l'entrada del tub d'aspiració.

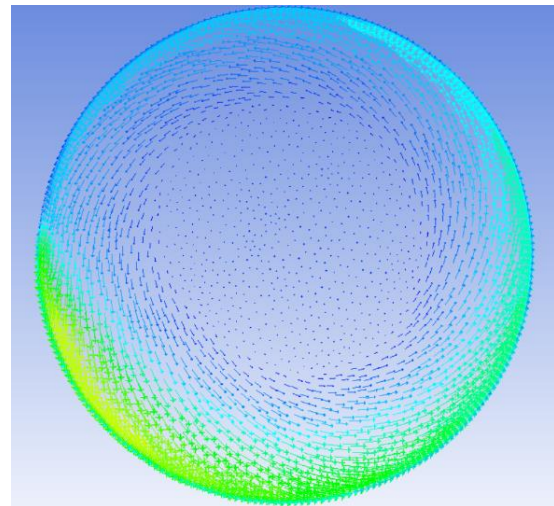


Figura 63. Secció de sortida del tub d'aspiració.

Observant les Figures 62 i 63, es pot apreciar clarament la formació d'un vòrtex en tot el tub d'aspiració que provoca aquesta direcció d'espiral del fluid. És comú en les turbines obtenir aquest gran vòrtex en el tub d'aspiració, degut a la forta inèrcia que porta el fluid a la sortida del rotor i la baixa pressió i la alta velocitat que s'assoleix en el tub, provoca aquest gran vòrtex de forta turbulència.

És interessant observar en la Figura 63 la secció de la sortida del tub d'aspiració, com el fluid que es troba en el centre de la secció entra cap al tub i no surt cap a fora com podria semblar normal en un inici. Observant la següent Figura 64, es pot apreciar més bé aquest fenomen.

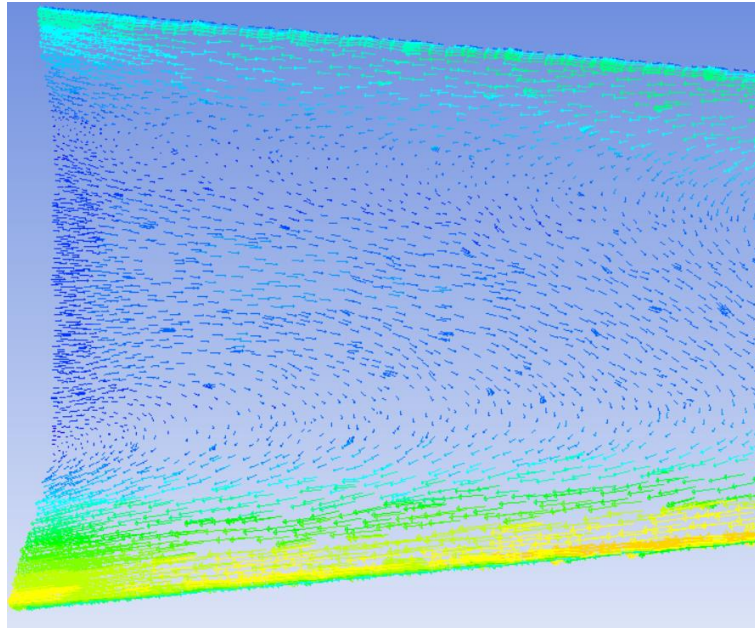


Figura 64. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta de la sortida del tub d'aspiració en el pla Z central.

A la figura 64, clarament s'observa com el fluid surt del tub d'aspiració pel lateral de les parets, però en canvi entra cap al tub el fluid situat en el seu centre. Aquest fet és degut al fort vòrtex generat en el tub d'aspiració que provoca que la direcció del fluid en el tub d'aspiració sigui una direcció en espiral, donant lloc a que la major part del fluid es trobi a la perifèria del tub degut a la inèrcia de rotació d'aquest gran vòrtex que es forma. És per aquest motiu que s'observa que el fluid surt al exterior per la perifèria i no pel centre. En canvi, el poc fluid que es troba al centre d'aquest vòrtex es veu xuclat cap a l'interior del tub d'aspiració degut a les baixes pressions que s'assoleixen en aquest lloc, motiu per el qual el tub d'aspiració rep el nom que té.

8.2.5. Gràfic de vectors de la velocitat relativa en el rodet

Tal com s'ha esmentat en l'apartat anterior, en l'estator la velocitat absoluta i relativa coincideixen, per la qual cosa en aquest apartat ens centra en l'anàlisi de la velocitat relativa en el rodet i no en l'estator.

En els gràfics de les Figures 65 i 66, es pot observar com seria la direcció del flux en el rodet si no hagués velocitat d'arrossegament, és a dir, si aquest no girés.

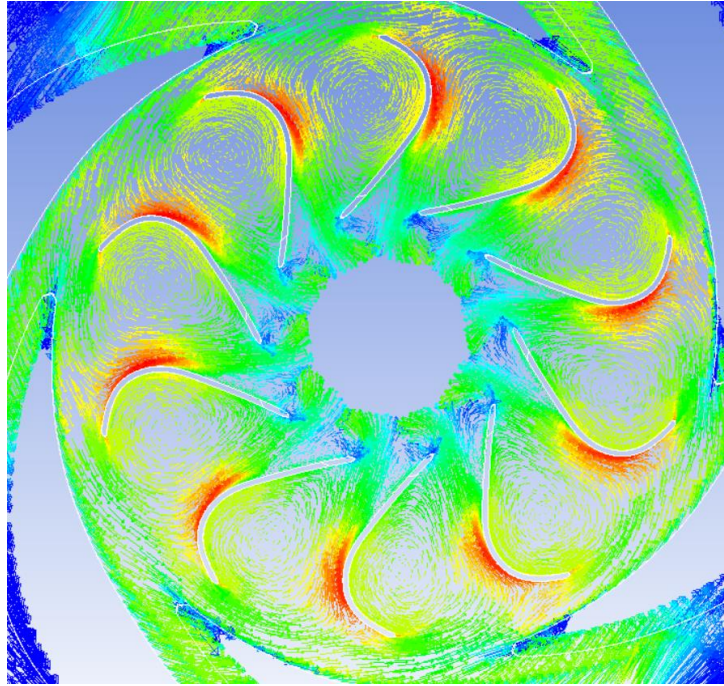


Figura 65. Gràfic de vectors de la velocitat relativa del rodet en el pla Y central.

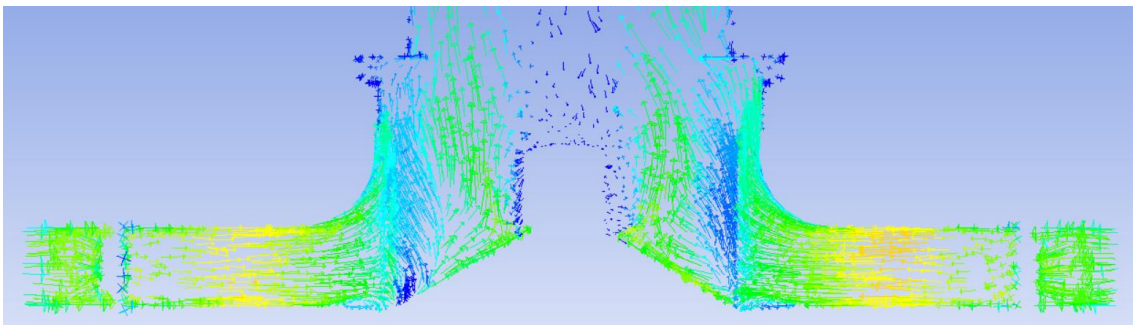


Figura 66. Gràfic de vectors de la velocitat relativa del rodet en el pla Z central.

El fluid l'entrar al rodet també entra en contacte amb els àleps d'aquest, per tant, el fluid que es troba en contacte o a prop dels àleps del rodet, s'acomoda i pren la direcció d'aquests.

En canvi, el fluid que es troba entre dos àleps, i per tant, sense aquesta guia, es troba a l'interior d'una zona de turbulència (Figura 67), on es crea un vòrtex o recirculació. A més a més, es pot apreciar fàcilment que a la sortida dels àleps del rodet, el fluid surt amb l'angle de sortida dels àleps del rodet, i tot seguit es formen una sèrie de petits vòrtexs de turbulència.

Aquestes turbulències són conegudes com vòrtex de Von Karman, causats pel despreniment de la capa límit del fluid en els àleps del rodet (Figura 68). Aquest fenomen es coneix amb el nom d'interacció d'excitació o de deixant.

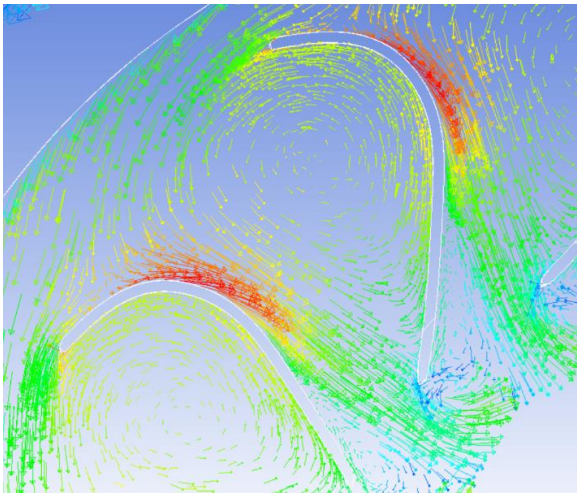


Figura 67. Vòrtex generat entre àleps del rodet.

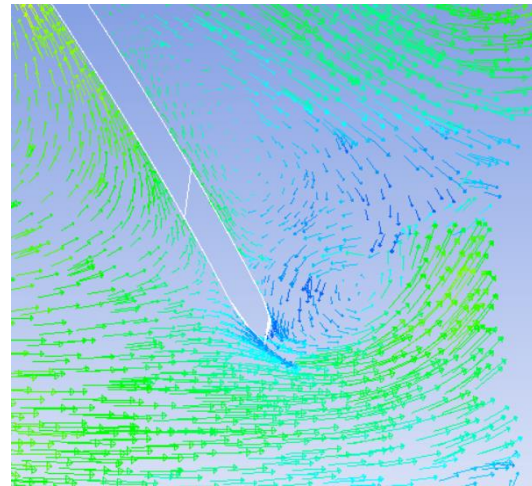


Figura 68. Petits vòrtexs generats pel despreniment de la capa límit.

8.2.6. Gràfics de línies de traça

Per poder entendre i observar més clarament la direcció del flux en l'interior de la turbina, i poder estudiar més correctament aquests vòrtex o recirculacions que es generen en punts concrets de la turbina, s'ha considerat necessari construir gràfics de línies de traça (pathlines) en l'interior de la turbina.

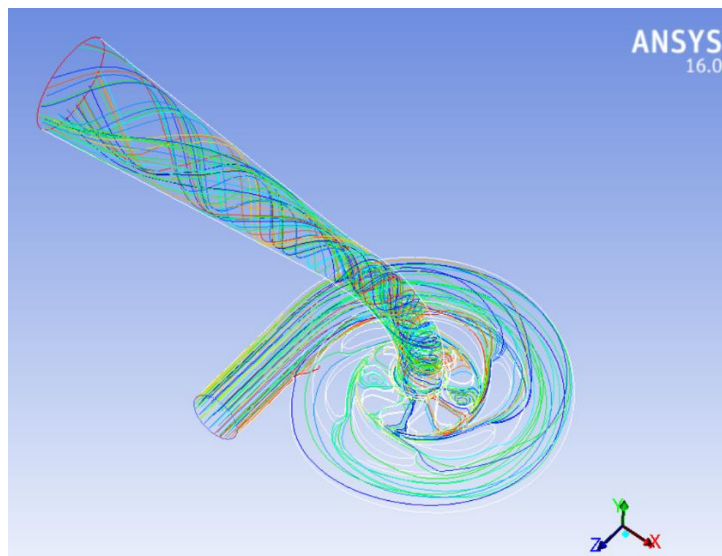


Figura 69. Gràfic de línies de traça del flux de la turbina.

En la Figura 70, es pot observar com la direcció del fluid en l'estator, com ja s'ha mencionat, segueix la direcció que li marquen les parets de la càmera espiral i dels àleps directrius.

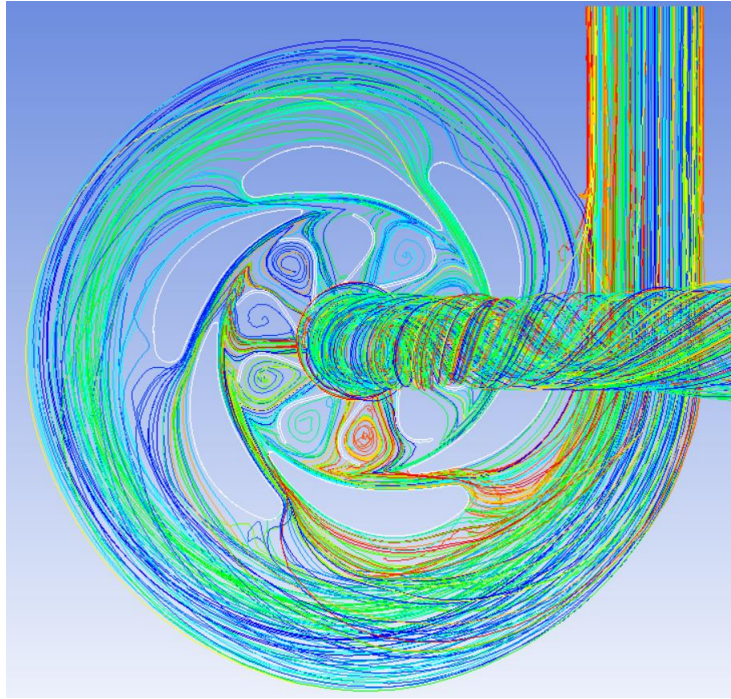


Figura 70. Gràfic de línies de traça del flux en l'estator.

Si ara s'observa la Figura 71, i es fa un zoom al que succeeix entre àlep i àlep en el rodet, es pot apreciar la formació d'un vòrtex o recirculació, causat principalment per la falta de guia en el fluid de treball. Si hi haguessin més àleps en el rodet, possiblement es podria evitar aquesta formació de vòrtexs, els quals són consumidors d'energia del fluid, i com a conseqüència un fenomen no desitjable.

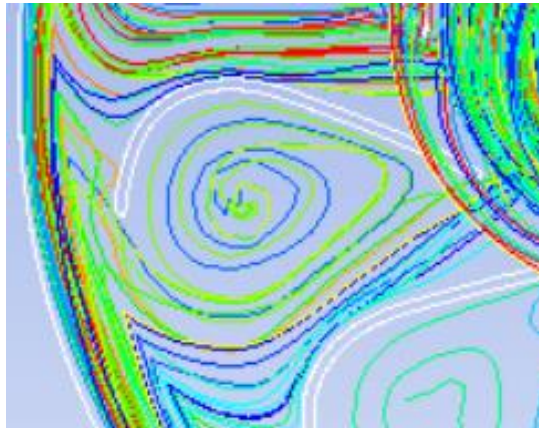


Figura 71. Vòrtex o recirculació entre els àleps del rotor.

Es pot apreciar a la Figura 72 com la direcció del fluid en el tub d'aspiració. I tal com s'havia observat en l'apartat 8.2.4, en el tub d'aspiració es genera un gran vòrtex o remoli. Aquest vòrtex provoca una direcció en espiral del flux provocant que la major part del fluid quedi atrapat en la perifèria a causa de la inèrcia de gir d'aquest vòrtex, i donant lloc a una absència de fluid en la part central, i aconseguint així un efecte de xuclet en la zona central del tub, a causa de les baixes pressions assolides.

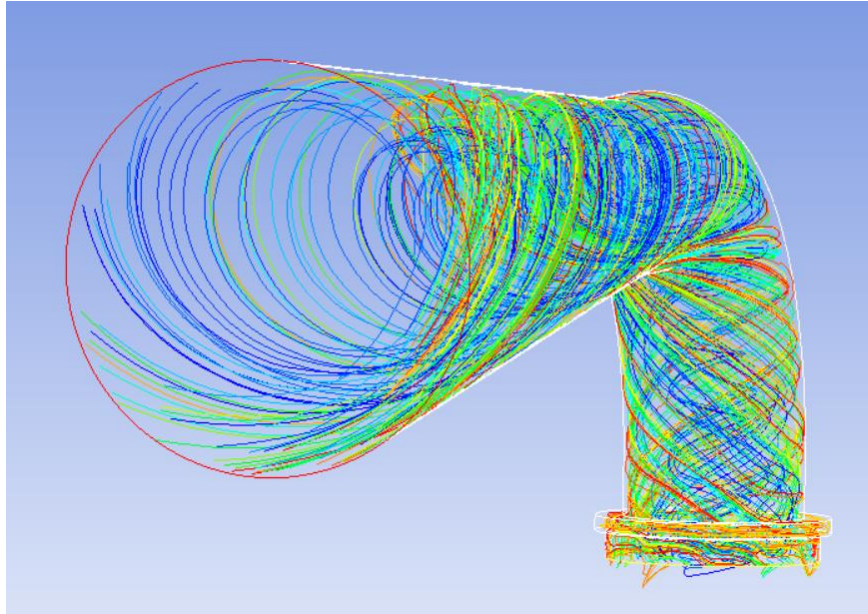


Figura 72. Gràfic de línies de traça del flux en el tub d'aspiració.

8.2.7. Gràfics de pressió en el temps dels monitors

Tal com s'ha explicat en al capítol 7, s'han utilitzat 8 monitors per estudiar la fluctuació de pressió en punts concrets de la turbina. Per cada punt s'ha obtingut una gràfica en el temps de la variació de la pressió.

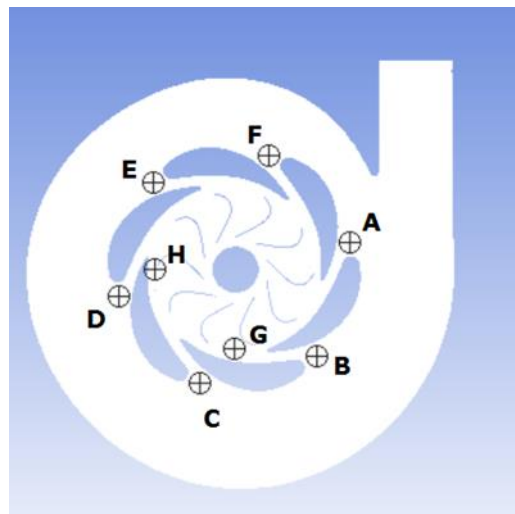
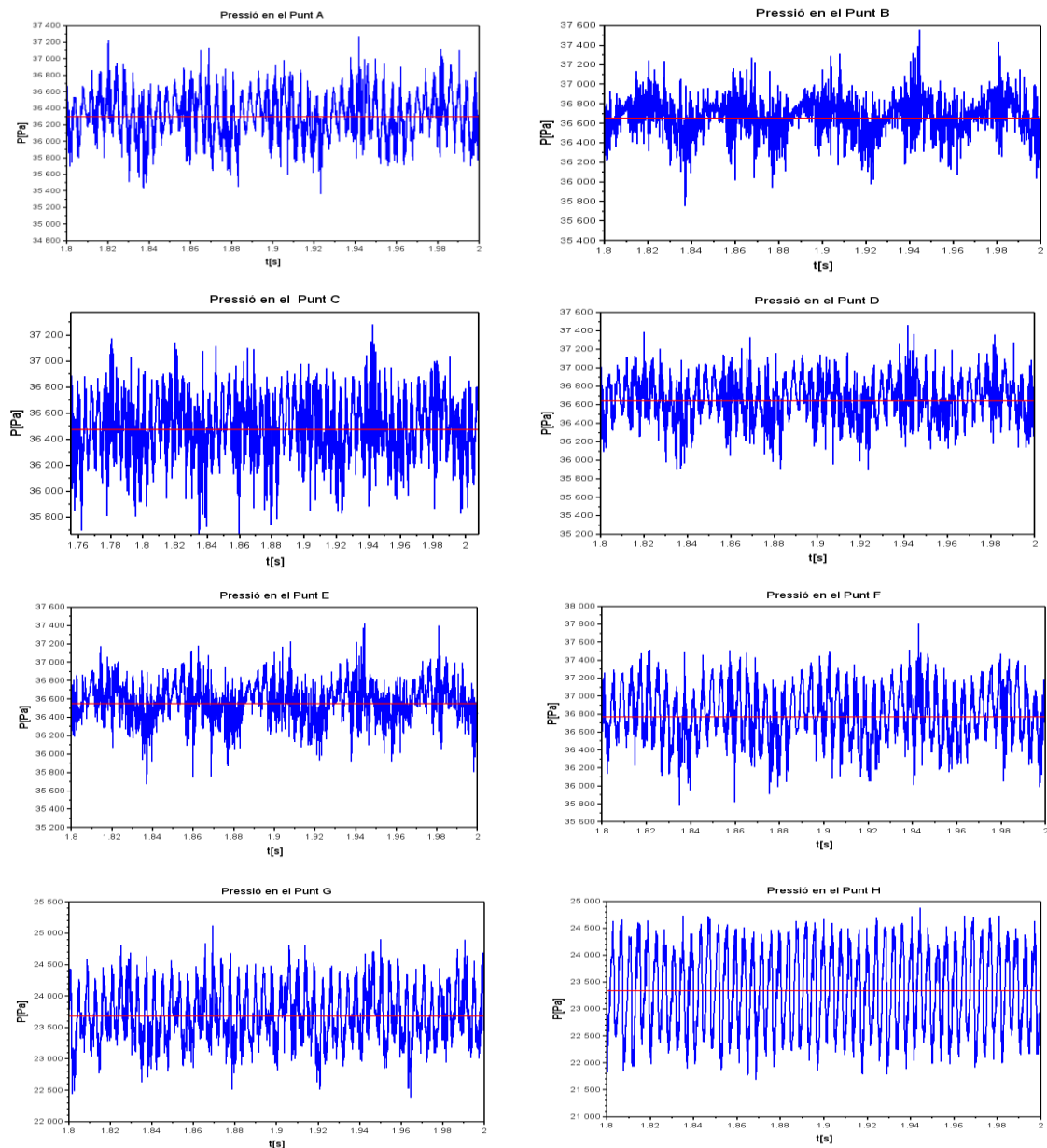


Figura 73. Ubicació i nom dels vuit monitors puntuals de pressió.

Per poder observar les gràfiques amb claredat, s'ha retallat la part inicial dels valors obtinguts en la simulació amb l'objectiu de descartar tots els valors que corresponen a la part de transició de la simulació, i així poder obtenir unes gràfiques clares que corresponen únicament a la part estabilitzada de la simulació.

Tot seguit es mostren les gràfiques ja retallades obtingudes per als diversos punts d'estudi:

Taula 10. Gràfiques de pressió en el temps dels 8 monitors.

De forma general, totes les gràfiques presenten un caràcter oscil·latori, en les quals no s'obté un valor exacte de pressió per cada punt d'estudi. Això es degut a que la pressió en un punt a l'interior d'una turbina no tindrà mai una pressió constant ja que tenen lloc múltiples fenòmens com són generacions de vòrtex, recirculacions, interaccions RSI, despreniments de capa límit, el gir del rodet, etc. Aquests fenòmens que provoquen continus canvis en tot el flux de la turbina, que donen lloc a variacions contínues de la pressió. Per tant, mai es pot parlar de pressió exacta en un punt d'una turbina, sinó de pressió mitja.

Mitjançant les gràfiques de pressió, es pot extreure per cada monitor el seu interval d'oscil·lació i el seu valor de pressió mitjà.

Taula 11. Intervals d'oscil·lació i valor mitjà dels 8 monitors.

<u>Punt A</u>	<u>Punt B</u>
valor mig dades: 36297	valor mig dades: 36651
valor max dades: 37304	valor max dades: 37560
valor min dades: 34844	valor min dades: 35412
<u>Punt C</u>	<u>Punt D</u>
valor mig dades: 36472	valor mig dades: 36639
valor max dades: 37480	valor max dades: 37518
valor min dades: 35440	valor min dades: 35367
<u>Punt E</u>	<u>Punt F</u>
valor mig dades: 36548	valor mig dades: 36769
valor max dades: 37509	valor max dades: 37978
valor min dades: 35351	valor min dades: 35728
<u>Punt G</u>	<u>Punt H</u>
valor mig dades: 23679	valor mig dades: 23331
valor max dades: 25218	valor max dades: 24966
valor min dades: 22354	valor min dades: 21421

Segons la Taula 11, l'amplitud total d'oscil·lació en els 8 monitors és aproximadament de 1000Pa, provocada per diferents fenòmens que tenen lloc en l'interior de la turbina, generacions de vòrtex, recirculacions, gir del rodet, desprendiment de la capa límit del fluid, interaccions potencials entre rodet i estator, etc.

Per poder observar la diferència entre les diferents gràfiques obtingudes per cada monitor, s'han solapat les vuit gràfiques dels diferents monitors (Figura 74).

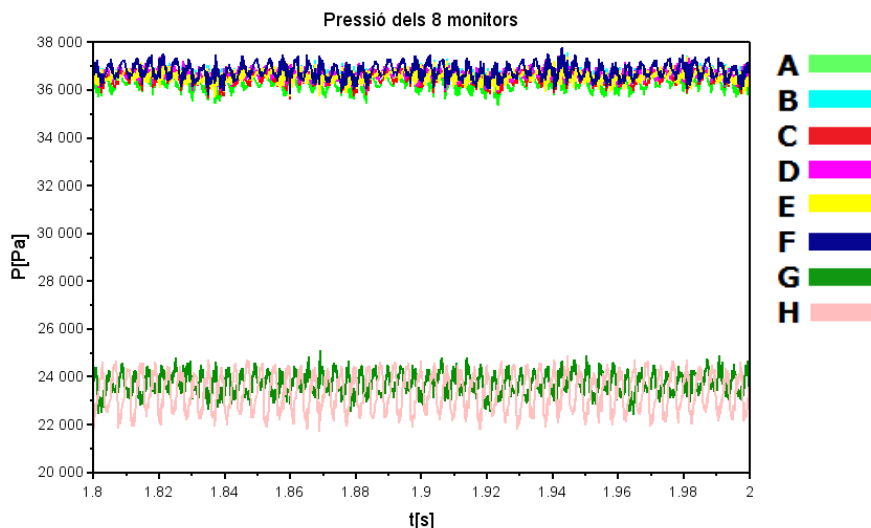


Figura 74. Gràfica de variació de pressió dels 8 monitors.

Observant la Figura 74, ràpidament s'aprecia com les gràfiques dels vuit monitors es separen en dos grups diferents. Un superior, amb els monitors A, B, C, D, E i F, i un inferior amb els monitors G i H. Aquesta separació

clarament és conseqüència de la ubicació dels monitors ja que els monitors A, B, C, D, E i F corresponen a punts en l'entrada del distribuïdor. En canvi, els monitors G i H corresponen a punt en l'entrada del rodet. Fet que explica pressions més baixes ens els monitors G i H, ja que com s'ha esmentat en l'apartat 8.2.1, la pressió en una turbina de forma general disminueix a mesura que el fluid entra en ella.

Per tant, per poder observar més clarament la diferencia entre gràfiques dels diferents monitors, en lloc de solapar les vuit gràfiques en una, s'ha optat per solapar les gràfiques per igualtat d'ubicació en la turbina, per una banda la gràfica amb els monitors A, B, C, D, E i F (Figura 75), i per altra banda, la gràfica amb els monitors G i H (Figura 76).

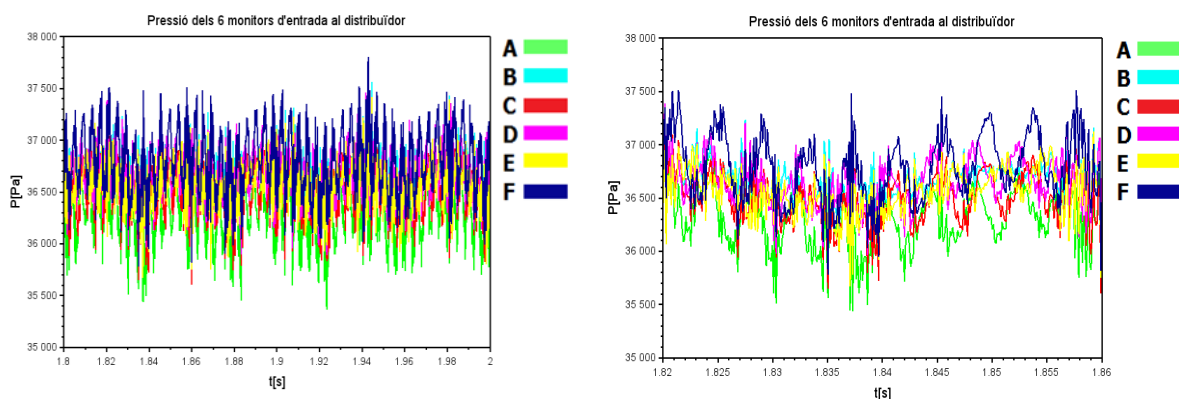


Figura 75. Gràfica de variació de pressió dels 6 monitors del distribuïdor.

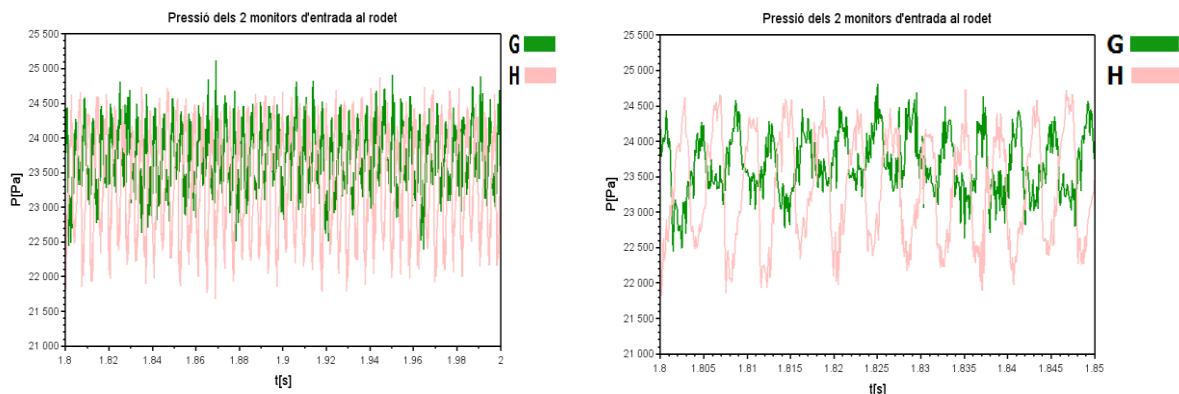


Figura 76. Gràfica de variació de pressió dels 2 monitors d'entrada al rodet.

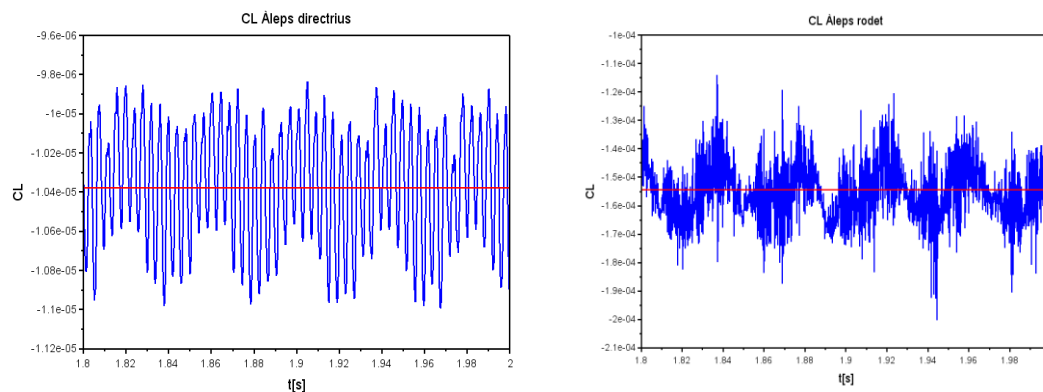
De forma general, s'observa que entre monitors d'igual ubicació en la turbina, s'obtenen gràfiques de pressió molt similar entre si. No obstant, es pot veure, com entre monitors d'igual ubicació, tot i ser molt similars les gràfiques de pressió entre si, les gràfiques no coincideixen a la perfecció. S'identifica un petit desfasament, com per exemple el cas més clar és el de la Figura 76, on el desfasament entre les dues gràfiques és de pràcticament 180°. Aquest

desfasament entre gràfiques ve donat pel simple fet de la ubicació del monitor, monitors d'igual bloc d'ubicació detecten pràcticament els mateixos efectes, però en temps diferents degut a la diferència d'ubicació entre ells. És a dir, cada monitor detecta el mateix efecte però amb una petita diferència de temps que representa el temps que tarda a arribar l'efecte a cada monitor, d'aquí que aparegui aquest desfasament entre gràfiques.

8.2.8. Gràfics en el temps del C_L dels àleps directrius i del rodet

Els gràfics obtinguts del "lift" en els àleps directrius i del rodet un cop retallats a la zona estacionària, són els següents:

Taula 12. Gràfiques del C_L en els àleps.



En relació a la Taula 12, s'observa de forma general, de la mateixa manera que en els gràfics de pressió en monitors puntuals, no s'obtenen valors exactes sinó fluctuacions deguts als múltiples efectes que tenen lloc en l'interior d'una turbina, per tant es parlarà de valors mitjos o d' intervals i no de valors exactes.

Taula 13. Intervals d'oscil·lació i valor mitjà del C_L dels àleps.

<u>CL Àleps directrius</u>	<u>CL Àleps rodet</u>
valor mig dades: -0.000010	valor mig dades: -0.000154
valor max dades: -0.000010	valor max dades: -0.000106
valor min dades: -0.000011	valor min dades: -0.000205

Segons la Taula 13, el "lift" en els àleps directrius és quasi nul, i per tant, la força que realitza el flux a l'entrar en contacte amb els àleps directrius és pràcticament nul·la, i com a conseqüència no sofriran un gran esforç d'aquesta interacció. Es pot concloure que els àleps directrius de la turbina a estudiar han estat correctament dissenyats per a una bona interacció amb el flux de treball, i per tant, per a una bona durabilitat.

El "lift" en els àleps del rodet, també és molt proper a zero i pràcticament nul com també succeeix en els àleps directrius. Per tan, es pot afirmar que els àleps en el rodet han estat correctament dissenyats per a una bona interacció amb el flux de treball i per a una bona durabilitat sense sofrir grans esforços d'interacció amb el flux.

No obstant, cal remarcar no menysprear el fet que el valor de "lift" obtingut en els àleps del rodet és aproximadament 10 vegades major que en els àleps directrius i que el seu interval d'oscil·lació és major. Aquest fet segurament és degut a que els àleps del rodet estant en moviment, i per tant, actua sobre ells una força extra, la qual no es present en els àleps directrius pel simple fet d'estar immòbils. Es pot afirmar que tot i tenir els àleps del rodet un "lift" pràcticament nul, els àleps directrius sempre sofriran un esforç major, i per tant sempre seran més propensos a ser malmesos a causa dels esforços d'interacció amb el flux.

Cal clarificar que el gràfic del C_L dels àleps directrius i del rodet representen valors mitjans de tots els àleps directrius o del rodet segons el cas. I per tant, al representar la mitjana de tots el àleps, s'observa que s'anul·lin entre si i resulti un valor mig de C_L pràcticament nul.

D'altra banda, cal esmentar que hagués sigut més útil estudiar solament el C_L d'un àlep directriu i d'un àlep del rodet per poder apreciar millor el C_L dels àleps. Però tot i així, al estar treballant la turbina dins les condicions de treball que especifica el fabricant s'espera obtenir igualment un C_L relativament baix, a prop de zero, ja que representa que els àleps tan del rodet com del distribuïdor han estat correctament dissenyats i construïts per evitar grans esforços d'interacció entre àlep i flux. No obstant, el C_L dels àleps mai pot ser nul, ja que per petita que sigui sempre hi ha una força resultant sobre els àleps a causa de la interacció amb el flux.

Tot seguit, es calcula la força de "lift" que hi ha en els àleps del rodet i en els directrius, mitjançant la Figura 77, de valors de referència utilitzats en la simulació:

Reference Values	
Compute from	<input type="text"/>
Reference Values	
Area (m2)	<input type="text" value="1"/>
Density (kg/m3)	<input type="text" value="1000"/>
Enthalpy (j/kg)	<input type="text" value="0"/>
Length (m)	<input type="text" value="1"/>
Pressure (pascal)	<input type="text" value="0"/>
Temperature (k)	<input type="text" value="288.16"/>
Velocity (m/s)	<input type="text" value="1"/>
Viscosity (kg/m-s)	<input type="text" value="0.001"/>
Ratio of Specific Heats	<input type="text" value="1.4"/>

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2 \cdot A \cdot c_L [N]$$

$$F_{L\text{Rodet}} = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 1^2 \cdot 1 \cdot 0.00001 = 0,005 N$$

$$F_{L\text{Directrius}} = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 1^2 \cdot 1 \cdot 0.000106 = 0,053 N$$

Figura 77. Valors de referencia utilitzats en la simulació.

Tal com s'ha esmentat anteriorment, la força de "lift" generada a causa de la interacció del flux amb els àleps no és nul·la. Clarament s'observa com la força en els àleps en el rodet és deu vegades més gran que la dels àleps directrius. Però tot i així, en ambdós casos, la força registrada és relativament petita ja que s'està treballant en condicions de treball, i per tant s'espera que els àleps no estiguin suportant grans esforços, ja que representa que estan correctament dissenyats i construïts.

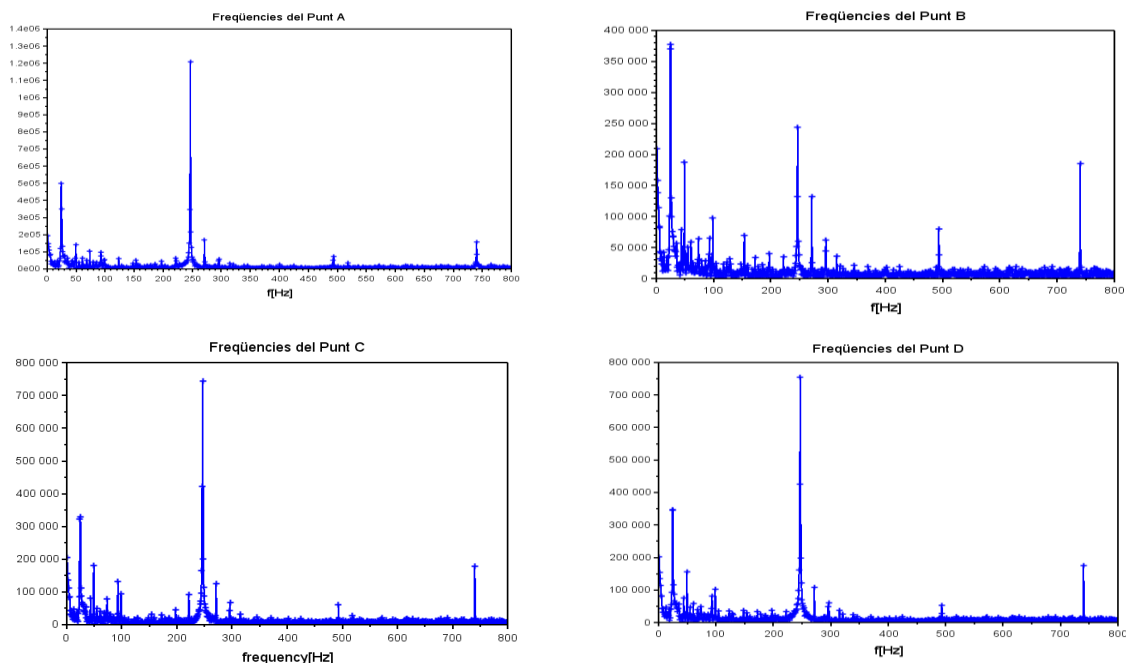
8.2.9. Gràfics de freqüències de variació de pressió dels monitors

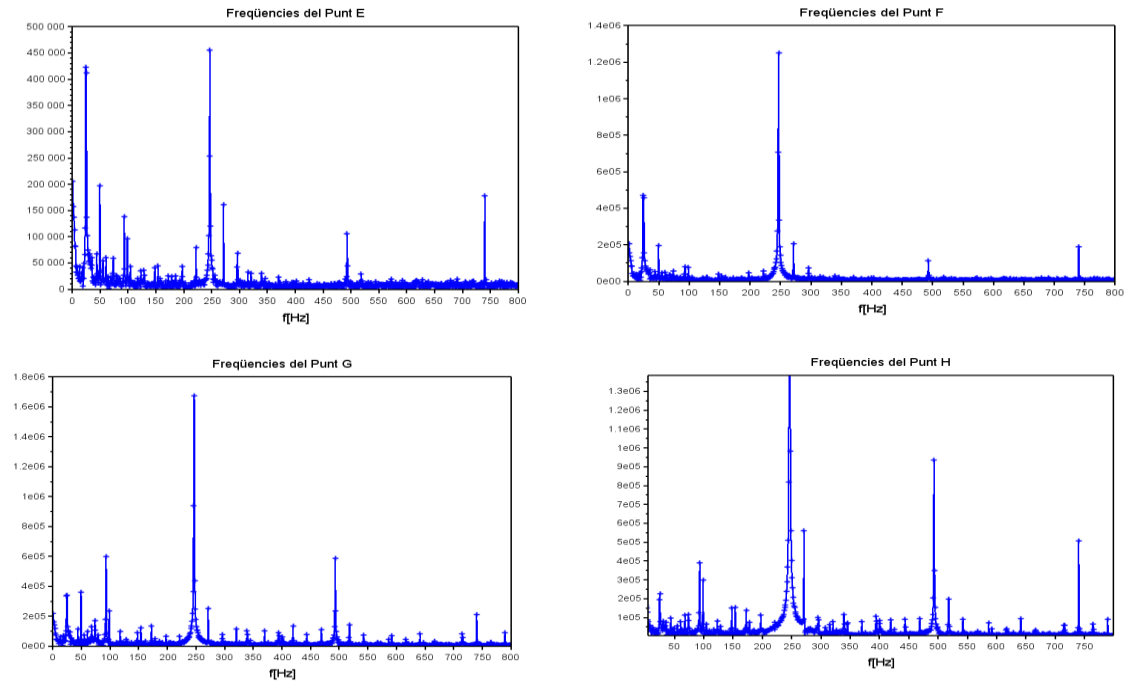
Els objectius d'establir monitors són tant poder controlar la fluctuació de la pressió en punts concrets en l'interior de la turbina i estudiar com es comporta la pressió en aquets punts, com poder realitzar la transformada de Fourier als gràfics obtinguts dels monitors. El propòsit principal és obtenir una gràfica de freqüències de variació de la pressió per a cada punt d'estudi, i així poder estudiar i detectar quines possibles causes donen lloc a aquesta variació de la pressió.

Principalment s'intenta detectar aquelles causades per la interacció RSI, mitjançant la comparació amb les freqüències d'interacció potencials obtingudes teòricament.

Tot seguit es mostren els gràfics de freqüència de variació de la pressió en cada monitor:

Taula 14. Gràfiques de freqüències de variació de pressió dels 8 monitors.



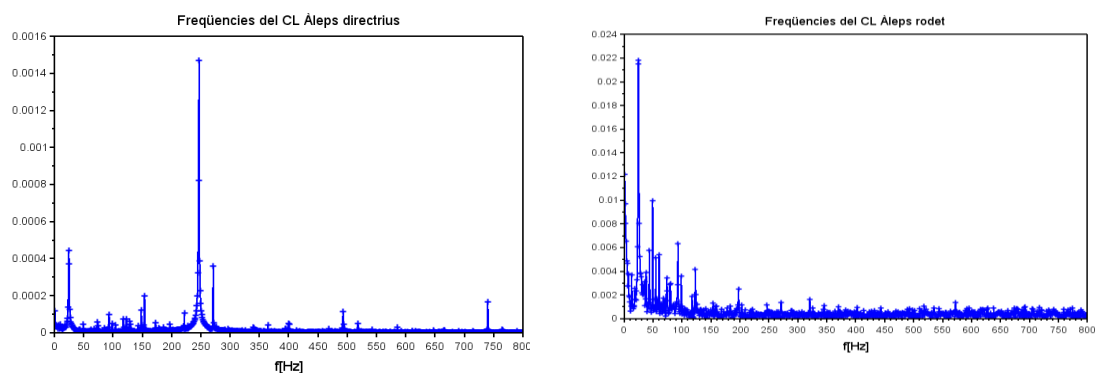


De forma general, les vuit gràfiques anteriors són molt similars entre si, ja que a simple vista tenen els mateixos pics més principals. A les gràfiques dels monitors G i H, s'observen més diferències que a la resta, s'identifiquen clarament un nombre de pics majors. Això és degut al fet que com els monitor estan ubicats en l'entrada del rodet i no en l'entrada del distribuïdor com la resta de monitors capten millor els efectes que tenen lloc en el rodet i el despeniment de la capa límit en els àleps directrius.

8.2.10. Gràfics de freqüències de variació del C_L dels àleps directrius i del rodet

En aquest apartat, el propòsit és el mateix que en l'anterior, és a dir, realitzar la transformada de Fourier de les gràfiques de variació del "lift" dels àleps directrius i del rodet, i així observar les diferents freqüències que donen lloc a aquesta variació del "lift".

Taula 15. Gràfiques de freqüències de variació del C_L dels àleps.



S'observa que en el cas del rodet, l'escala vertical que marca la importància de les freqüències és en una escala aproximadament deu vegades major que la dels directrius, i els pics obtinguts es troben molt més junts un al costat de l'altre que fa una mica difícil distingir pics.

Fins ara, en tots els gràfics s'ha pogut observar amb bastanta claredat els pics i en quina freqüència es trobaven, però aquesta vegada s'ha obtingut, en el cas del rodet, una gràfica una mica difícil d'analitzar per la gran quantitat de pics obtinguts i per la seva magnitud. S'intueix que en succeir això solament en el gràfic de freqüències del "lift" dels àleps del rodet, una possible justificació és la presència de certes turbulències, cadascuna amb una freqüència de generació diferent, al estudiar l'interior del rodet, causant aquest gran nombre de pics molt consecutius.

CAPÍTOL 9: CÀLCUL DE RESULTATS TEÒRICS

En aquest apartat, s'explica de manera detallada el model de càlcul utilitzat per obtenir els resultats teòrics. Més endavant, aquest resultats es compraran amb els obtinguts experimentalment i en la simulació en CFD.

Per poder comparar els resultat que s'obtingran teòricament amb els experimentals i els obtinguts en el CFD, en els tres casos s'han utilitzat les mateixes condicions de contorn les quals han estat trobades en el apartat 7. Les quals són:

Inlet: 0,978 m/s

Outlet: $P_{atm} = 0$ Pa

Velocitat angular: 1480 rpm

Cabal: 0,0012286 m³/s

9.1. Model de càlcul dels triangles de velocitats i l'altura teòrica d'Euler

Primer de tot, es calculen i es dibuixen els triangles de velocitats corresponents a la entrada i sortida del rodet. Per fer-ho, és necessari prèviament conèixer el coeficient d'obstrucció. El coeficient d'obstrucció és el factor que indica en tant per u l'àrea de pas real del fluid de treball que té respecte l'àrea de pas que tindria si l'espessor dels àleps del rodet fos nul.

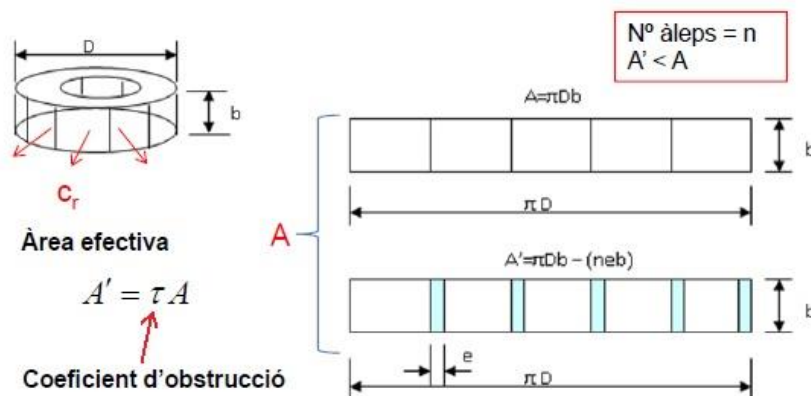


Figura 78. Esquema de l'àrea efectiva d'un rodet.

Per lo tant, els coeficients d'obstrucció en la entrada i en la sortida són:

$$\tau_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot b_1 - n_{\text{rodet}} \cdot e_1 \cdot b_1}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1}$$

$$\tau_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot b_2 - n_{\text{rodet}} \cdot e_2 \cdot b_2}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2}$$

On:

τ_1 és el coeficient d'obstrucció en l'entrada del rodet.

τ_2 és el coeficient d'obstrucció a la sortida del rodet.

D_1 és el diàmetre d'entrada del rodet en m.

D_2 és el diàmetre de sortida del rodet en m.

b_1 és l'altura del canal en l'entrada del rodet en m.

b_2 és l'altura del canal a la sortida del rodet en m.

n_{rodet} és el nombre d'àleps del rodet.

e_1 és l'espessor dels àleps en l'entrada del rodet en m.

e_2 és l'espessor dels àleps a la sortida del rodet en m.

Un cop coneguts els coeficients d'obstrucció que permeten calcular l'àrea real o efectiva de pas del fluid de treball en l'entrada i sortida del rodet, ja es pot procedir a calcular les diferents velocitats per així poder construir els triangles de velocitats en l'entrada i sortida del rodet.

Conegut el cabal volumètric que circula per la turbina, valor conegut ja que forma part de les condicions de contorn i l'àrea efectiva de pas en l'entrada i sortida del rodet, es troba la component radial de la velocitat absoluta en l'entrada i la sortida del rodet mitjançant una simple divisió entre cabal i àrea:

$$c_{r1} = \frac{\dot{V}}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \tau_1} [m/s]$$

$$c_{r2} = \frac{\dot{V}}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \tau_2} [m/s]$$

On:

c_{r1} és la component radial de la velocitat absoluta en l'entrada del rodet en m/s.

c_{r2} és la component radial de la velocitat absoluta a la sortida del rodet en m/s.

Tot seguit, mitjançant una simple raó trigonomètrica com és la tangent d'un angle, es pot trobar la component tangencial de la velocitat relativa en l'entrada i sortida del rodet de la següent manera:

$$w_{t1} = \frac{c_{r1}}{\tan(180^\circ - \beta_1)} [m/s]$$

$$w_{t2} = \frac{c_{r2}}{\tan(\beta_2)} [m/s]$$

On:

w_{t1} és la component tangencial de la velocitat relativa en l'entrada del rodet en m/s.

w_{t2} és la component tangencial de la velocitat relativa a la sortida del rodet en m/s.

β_1 és l'angle d'entrada dels àleps del rodet en graus.

β_2 és l'angle de sortida dels àleps del rodet en graus.

L'angle a utilitzar serà " β " o " $(180^\circ - \beta)$ " segons si es tracta d'un angle menor a 90° o major respectivament, en el cas de la turbina a estudiar l'angle d'entrada dels àleps del rodet és major a 90° mentre que el de sortida és menor.

El següent pas, es calcular les velocitats d'arrossegament a l'entrada i sortida del rodet, per fer-ho només es necessita la velocitat de gir del rodet, la qual és una condició de contorn, i per tant, és un valor conegut, així com els diàmetres d'entrada i sortida del rodet, valors que fan referència a la geometria del rodet, i per tant, són valors també coneguts. Cal tenir en compte que la velocitat de gir del rodet, és en rpm, i que per tant, s'haurà de realitzar una simple conversió a rad/s, unitats del sistema internacional.

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot n [rad/s]$$

$$u_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2} [m/s]$$

$$u_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2} [m/s]$$

On:

ω és la velocitat de gir en rad/s.

n és la velocitat de gir en rpm.

u_1 és la velocitat d'arrossegament en l'entrada del rodet en m/s.

u_2 és la velocitat d'arrossegament a la sortida del rodet en m/s.

El següent pas, un cop conegudes les velocitats d'arrossegament i les components tangencials de les velocitats relatives, ja es poden calcular les components tangencials de les velocitats absolutes a l'entrada i a la sortida del rodet de la següent manera:

$$c_{t1} = u_1 + w_{t1} [m/s]$$

$$c_{t2} = u_2 - w_{t2} [m/s]$$

On:

c_{t1} és la component tangencial de la velocitat absoluta en l'entrada del rodet en m/s.

c_{t2} és la component tangencial de la velocitat absoluta a la sortida del rodet en m/s.

El motiu de la diferència en el signe en les dues equacions anteriors recau en el fet en que l'angle d'entrada en els àleps en la turbina a estudiar és major a 90° mentre que el de sortida és menor.

Tenint els valors de velocitats, que s'obtenen mitjançant les equacions anteriors, ja es disposa de tota la informació necessària per poder dibuixar els triangles de velocitats en l'entrada i la sortida.

I finalment, una altra dada d'interès és l'altura teòrica de Euler, la qual ofereix la màxima altura útil que es podria aconseguir en una turbina si es treballessin en condicions ideals.

Una de les hipòtesis en que treballa l'equació d'Euler és suposar l'existència d'infinits àleps en el rodet, fet que provocaria que tot el fluid de treball estès perfectament guiat en l'interior del rodet, i per tant no es donarien lloc possibles fenòmens com recirculacions internes, generacions de vòrtex, etc.

L'equació per calcular la altura tòrica d'Euler és la següent:

$$H_t = \frac{u_1 \cdot c_{t1} - u_2 \cdot c_{t2}}{g} [m]$$

9.2. Model de càlcul de les freqüències potencials

La freqüència de gir del rodet es calcula mitjançant la velocitat de rotació del rodet de la següent manera:

$$f_{\text{rodete}} = \frac{n}{60} [\text{Hz}]$$

On:

n és la velocitat de gir del rodet en rpm

El període de gir del rodet, és a dir, quan segons tarda el rodet a realitzar una volta completa o lo que és el mateix quan tarda un àlep del rodet a realitzar una volta completa, simplement s'obté realitzant la inversa de la freqüència del rodet:

$$T_{\text{rodete}} = \frac{1}{f_{\text{rodete}}} [\text{s}]$$

Per poder calcular, el temps que tarda un àlep del rodet en passar entre dos àleps directrius, és a dir cada quan tarda un àlep del rodet a trobar.... un àlep directriu, simplement s'ha de dividir el període de gir del rodet entre el nombre d'àleps directrius:

$$T_i = \frac{T_{\text{rodete}}}{n_{\text{distribuidor}}} [\text{s}]$$

Per trobar les freqüències de pulsació del rodet, s'utilitza la següent equació:

$$f_r = n \cdot f_{\text{rodete}} \cdot n_{\text{rodete}} [\text{Hz}]$$

On:

n és 1,2,3,4...

n_{rodete} és el nombre d'àleps en el rodet.

Mentre, que per les freqüències de pulsació del distribuïdor, s'utilitzarà la següent equació:

$$f_d = n \cdot f_{\text{rodete}} \cdot n_{\text{distribuidor}} [\text{Hz}]$$

On:

n és 1,2,3,4...

$n_{\text{distribuidor}}$ és el nombre d'àleps directrius.

9.3. Taules de dades

A continuació es detalla les dades i dimensions de la turbina utilitzades.

Taula 16. Dades i dimensions de la turbina.

Variable		Valor	Unitats
Diàmetre d'entrada del rodet	D_1	82,34	mm
Diàmetre de sortida del rodet	D_2	39,00	mm
Altura canal a la entrada del rodet	b_1	8	mm
Altura canal a la sortida del rodet	b_2	18	mm
Espessor àleps a l'entrada del rodet	e_1	1,7	mm
Espessor àleps a la sortida del rodet	e_2	1,7	mm
Angle entrada àleps del rodet	β_1	150	°
Angle sortida àleps del rodet	β_2	12	°
Nombre d'àleps del rodet	n_r	10	
Nombre d'àleps del directrius	n_d	6	
Longitud del braç del fre Prony	d	160,3	mm
Diàmetre del tub forçat (entrada turbina)	D_e	40	mm
Diàmetre sortida tub aspiració (sortida turbina)	D_s	76	mm
Densitat del fluid de treball (aigua)	ρ	1000	kg/m ³
Viscositat dinàmica fluid de treball (aigua)	μ	0,001	kg/(m·s)
Velocitat de rotació de la turbina	n	1480	rpm
Pressió sortida turbina	p_2	0	Pa
Caudal volumètric	\dot{V}	0,0012286	m ³ /s

9.4. Càlcul de velocitats i altura teòrica d'Euler

Seguidament, en aquest apartat es detallen les càlculs relacionats amb la velocitat i l'altura d'Euler teòrica.

9.4.1. Coeficient d'obstrucció

$$\tau_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot b_1 - n_{\text{rodete}} \cdot e_1 \cdot b_1}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1} = \frac{82,34\text{mm} \cdot \pi \cdot 8\text{mm} - 10 \cdot 1,7\text{mm} \cdot 8\text{mm}}{82,34\text{mm} \cdot \pi \cdot 8\text{mm}} = \mathbf{0,934}$$

$$\tau_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot b_2 - n_{\text{rodete}} \cdot e_2 \cdot b_2}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} = \frac{39\text{mm} \cdot \pi \cdot 18\text{mm} - 10 \cdot 1,7\text{mm} \cdot 18\text{mm}}{39\text{mm} \cdot \pi \cdot 18\text{mm}} = \mathbf{0,861}$$

9.4.2. Velocitat absoluta radial

$$c_{r1} = \frac{\dot{V}}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \tau_1} = \frac{0,0012286 \text{ m}^3/\text{s}}{0,08234\text{m} \cdot \pi \cdot 0,008\text{m} \cdot 0,934} = \mathbf{0,635 \text{ m/s}}$$

$$c_{r2} = \frac{\dot{V}}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \tau_2} = \frac{0,0012286 \text{ m}^3/\text{s}}{0,039\text{m} \cdot \pi \cdot 0,018\text{m} \cdot 0,861} = \mathbf{0,647 \text{ m/s}}$$

9.4.3. Velocitat relativa tangencial

$$w_{t1} = \frac{c_{r1}}{\tan(180^\circ - \beta_1)} = \frac{0,635 \text{ m/s}}{\tan(180^\circ - 150^\circ)} = \mathbf{1,101 \text{ m/s}}$$

$$w_{t2} = \frac{c_{r2}}{\tan(\beta_2)} = \frac{0,647 \text{ m/s}}{\tan(12^\circ)} = \mathbf{3,043 \text{ m/s}}$$

9.4.4. Velocitat angular

$$\omega = n_v \cdot \frac{2\pi}{60} = 1500\text{rpm} \cdot \frac{2\pi}{60} = \mathbf{154,99 \text{ rad/s}}$$

9.4.5. Velocitat d'arrossegament

$$u_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2} = 154,99 \text{ rad/s} \cdot \frac{0,08234\text{m}}{2} = \mathbf{6,381 \text{ m/s}}$$

$$u_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2} = 154,99 \text{ rad/s} \cdot \frac{0,039\text{m}}{2} = \mathbf{3,022 \text{ m/s}}$$

9.4.6. Velocitat absoluta tangencial

$$c_{t1} = u_1 + w_{t1} = 6,381 \text{ m/s} + 1,101 \text{ m/s} = \mathbf{7,481 \text{ m/s}}$$

$$c_{t2} = u_2 - w_{t2} = 3,022 \text{ m/s} - 3,043 \text{ m/s} = \mathbf{-0,021 \text{ m/s}}$$

9.4.7. Altura teòrica d'Euler

$$H_t = \frac{u_1 \cdot c_{t1} - u_2 \cdot c_{t2}}{g} = \frac{6,381 \text{ m/s} \cdot 7,841 \text{ m/s} - 3,022 \text{ m/s} \cdot (-0,021 \text{ m/s})}{9,81 \text{ m/s}^2} = \mathbf{4,873 \text{ m}}$$

9.5. Triangles de velocitats

A continuació, es presenta el triangle de velocitats en l'entrada del rodet.

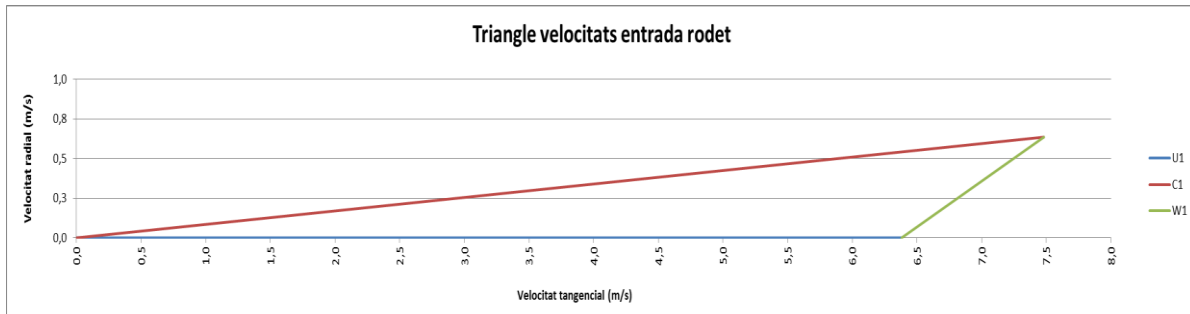


Figura 79. Triangle de velocitats en l'entrada del rodet.

Tal com es pot observar en la Figura 79, el fluid de treball entra al rodet amb l'angle de sortida dels àleps directrius. Mentre que la velocitat relativa s'acomoda al angle d'entrada del rodet, la velocitat d'arrossegament roman tangencial al gir del rodet. Aquest gràfic, permet entendre d'una forma visual la direcció de les diverses velocitats del fluid de treball just en l'entrada del rodet.

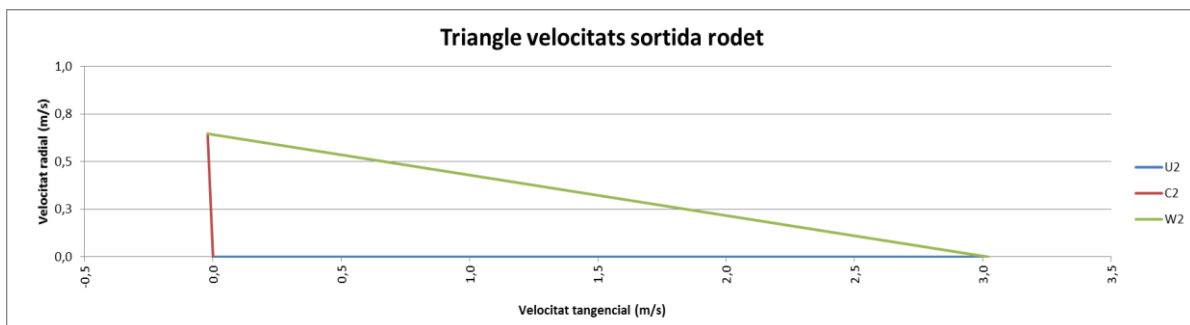


Figura 80. Triangle de velocitats a la sortida del rodet.

En la Figura 80, es pot observar com la velocitat d'arrossegament a la sortida del rodet és més o menys la mitat que a la entrada. Això és degut a que el diàmetre d'entrada del rodet és pràcticament el doble que a la sortida.

El fet d'obtenir una velocitat absoluta tangencial negativa significa que el fluid de treball a la sortida del rodet té una direcció absoluta tangencial oposada al gir del rodet.

Tanmateix, també s'observa com l'angle de sortida de la velocitat relativa del fluid de treball a la sortida del rodet coincideix amb l'angle de sortida dels àleps del rodet. I finalment, tal com s'esmenta a l'apartat 8.2.4, es comprova clarament com la sortida del rodet, en les condicions de treball a les qual treballa, és pràcticament radial.

9.6. Determinació de les freqüències potencials

Seguidament, en aquest apartat es detallen les càlculs relacionats amb la determinació de les freqüències potencials.

9.6.1 Freqüència de gir del rodet

$$f_{\text{rodete}} = \frac{n}{60s} = \frac{1480\text{rpm}}{60s} = 24,667\text{Hz}$$

9.6.2 Període de gir del rodet

$$T_{\text{rodete}} = \frac{1}{f_{\text{rodete}}} = \frac{1}{24,667} = 0,04s$$

9.6.3 Període de pas dels àleps del rodet entre els àleps directrius

$$T_i = \frac{T_{\text{rodete}}}{n_{\text{distribuidor}}} = \frac{0,04}{6} = 0,006757s$$

9.6.4 Freqüències de pulsació del rodet

$$f_r = n \cdot f_{\text{rodete}} \cdot n_{\text{rodete}} = n \cdot 24,667\text{Hz} \cdot 10$$

La Taula 17 mostra les freqüències calculades:

Taula 17. Freqüències d'interacció potencial al rodet.

Freqüències d'interacció potencial del rodet	
$f_1 =$	246,67Hz
$f_2 =$	493,33Hz
$f_3 =$	740,00Hz
$f_4 =$	986,67Hz
$f_5 =$	1233,3Hz
$f_6 =$	1480,0Hz
$f_7 =$	1726,7Hz
$f_8 =$	1973,3Hz
$f_9 =$	2220,0Hz
$f_{10} =$	2466,7Hz

9.6.5 Freqüències de pulsació del distribuïdor

$$f_d = n \cdot f_{\text{rodete}} \cdot n_{\text{distribuidor}} = n \cdot 24,667\text{Hz} \cdot 6$$

La Taula 18 mostra les freqüències calculades:

Taula 18. Freqüències d'interacció potencial al distribuïdor.

Freqüència d'interacció potencial del distribuïdor	
$f_1 =$	148,0Hz
$f_2 =$	296,0Hz
$f_3 =$	444,0Hz
$f_4 =$	592,0Hz
$f_5 =$	740,0Hz
$f_6 =$	888,0Hz
$f_7 =$	1036Hz
$f_8 =$	1184Hz
$f_9 =$	1332Hz
$f_{10} =$	1480Hz

CAPÍTOL 10: COMPARATIVA DE RESULTATS

10.1. Resultats CFD – Valors teòrics

10.1.1. Relació entre altures teòriques

Per comparar els resultats teòrics amb la simulació, es realitza una relació entre l'altura teòrica d'Euler obtinguda teòricament, entre l'altura teòrica obtinguda dels valors extrets del CFD.

Comparativa altures teòriques	
Altura teòrica d'Euler	4,873m
Altura teòrica de CFD	2,797m
Relació entre altures teòrica	0,574

Naturalment l'altura teòrica calculada mitjançant l'equació d'Euler no coincideix exactament amb la calculada mitjançant Bernoulli amb els resultats obtinguts del CFD. Això es deu al fet que l'equació teòrica d'Euler per poder trobar l'altura teòrica a l'interior del rodet, utilitza una sèrie d'hipòtesis. Un exemple és la suposició que el rodet té infinits àleps, i que per tant en el rodet tot el flux està correctament guiat pels àleps, significaria que no es formarien ni vòrtex ni recirculacions, per tant que no hi hauria pèrdues en el rodet degudes a aquests fenòmens.

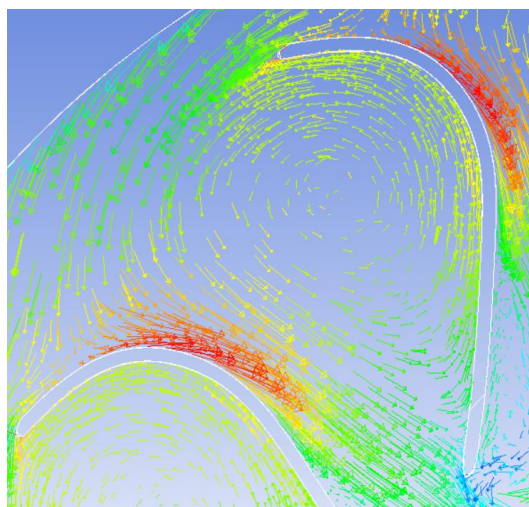


Figura 81. Recirculació del fluid entre els àleps del rotor.

En canvi, si s'observa el gràfic de vectors de la velocitat relativa obtingut en CFD que apareix en la figura 18, es pot veure clarament que al no tenir infinits àleps en el rodet, entre àlep i àlep el flux es troba dins d'un vòrtex o recirculació interna, consumidors d'energia. Aquesta pèrdua d'energia no es té en compte en l'equació teòrica d'Euler. És per aquest motiu pel qual s'obté una alçada menor usant Bernoulli en els resultats de CFD, que amb l'obtinguda manualment mitjançant l'equació d'Euler. Encara que no coincideixen en exactitud, es comprova com almenys l'equació teòrica d'Euler ofereix un ordre de magnitud correcte per a l'altura teòrica en el rodet de la turbina, per tant l'equació d'Euler no dona un resultat correcte al 100%, però és un càlcul bastant ràpid i fàcil d'obtenir que ofereix una bona idea de l'altura que pot haver-hi en el rodet.

10.1.2. Comparativa de les freqüències obtingudes en CFD amb les teòriques

En aquest apartat s'intenta observar si alguns dels pics de freqüència obtinguts en les gràfiques de freqüència de variació de la pressió dels apartats 8.2.9 i 8.2.10 coincideixen amb les freqüències d'interacció potencial calculades teòricament en els apartats 9.6.4 i 9.6.5.

Tot seguit, es mostren les dues taules de freqüències d'interacció potencial del rodet i del distribuïdor obtingudes teòricament:

Taula 19. Freqüències d'interacció potencial al rodet.

Freqüències d'interacció potencial del rodet	
$f_1 =$	246,67Hz
$f_2 =$	493,33Hz
$f_3 =$	740,00Hz
$f_4 =$	986,67Hz
$f_5 =$	1233,3Hz
$f_6 =$	1480,0Hz
$f_7 =$	1726,7Hz
$f_8 =$	1973,3Hz
$f_9 =$	2220,0Hz
$f_{10} =$	2466,7Hz

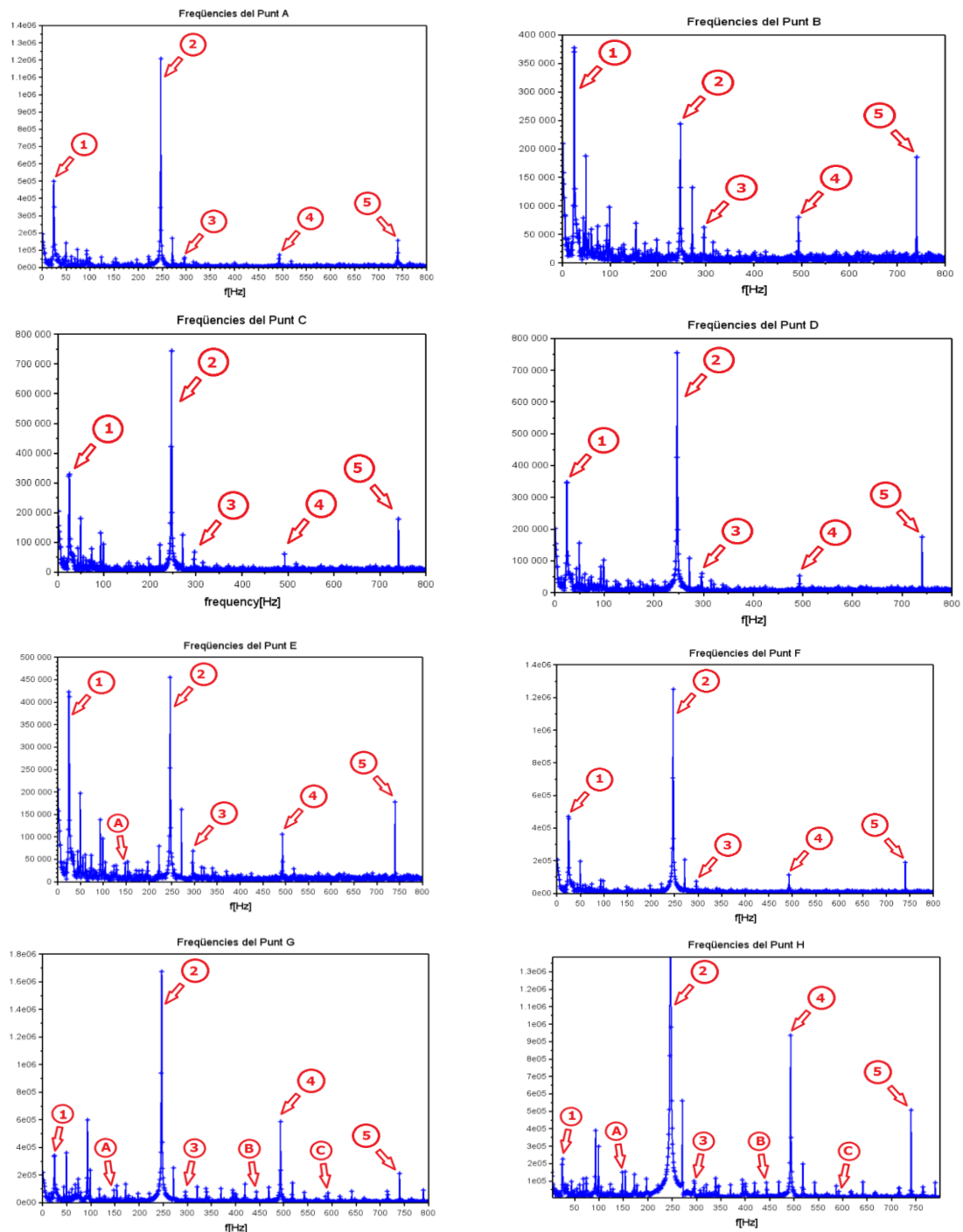
Taula 20. Freqüències d'interacció potencial al distribuïdor.

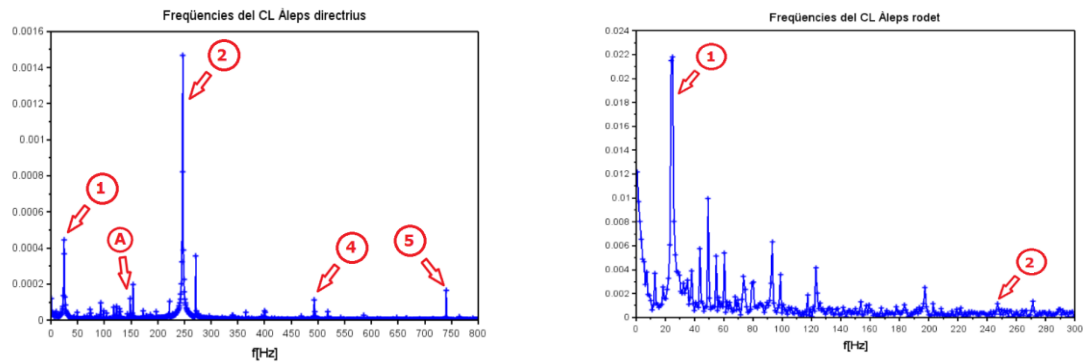
Freqüència d'interacció potencial del distribuïdor	
$f_1 =$	148,0Hz
$f_2 =$	296,0Hz
$f_3 =$	444,0Hz
$f_4 =$	592,0Hz
$f_5 =$	740,0Hz
$f_6 =$	888,0Hz
$f_7 =$	1036Hz

$f_8 =$	1184Hz
$f_9 =$	1332Hz
$f_{10} =$	1480Hz

El següent pas, és analitzar les gràfiques de freqüències dels monitors i del CL dels àleps, obtingudes en els apartats 8.2.9 i 8.2.10, i observar si alguns dels pics coincideixen amb algunes de les freqüències d'interacció potencial calculades teòricament (Taula 19 i 20).

Taula 21. Coincidència de pics experimentals amb freqüències teòriques.





En relació a les gràfiques dels monitors A, B, C, D, E, F i G, que corresponen a punts ubicats en l'entrada del distribuïdor, s'han detectat de manera clara dos pics. Aquests pics són, per una banda, el pic 1, que correspon a una freqüència de 24,667 Hz, la qual coincideix amb la freqüència de gir del rodet, i per altra banda, el pic 2, que correspon a una freqüència de 246,67 Hz, la qual coincideix amb la primera freqüència d'interacció potencial del rodet calculada teòricament.

Tot seguit s'ha pogut detectar certa coincidència en tres pics més menuts. Aquests pics són el pic 3, que correspon a una freqüència de 296 Hz, la qual coincideix amb la primera freqüència d'interacció potencial del distribuïdor calculada teòricament, i els pics 4 i 5 que corresponen a les freqüències de 493,33 Hz i 740 Hz respectivament, les quals coincideixen respectivament amb la 2^a i 3^a freqüència d'interacció potencial del rodet calculades teòricament.

D'altra banda, cal remarcar que com a única excepció, trobat en el monitor E, s'ha trobat coincidència en un pic més, el pic A, que correspon a una freqüència de 148 Hz, la qual coincideix amb la primera freqüència d'interacció potencial del distribuïdor calculada teòricament.

Pel que fa a les gràfiques dels monitors G i H, que corresponen a punts ubicats en l'entrada del rodet, clarament es detecta una major coincidència de pics amb les freqüències teòriques. Aquest fet és causat principalment per la ubicació dels monitors, a l'estar ubicats a l'entrada del rodet aquests poden detectar millor les freqüències d'interacció potencial, que corresponen a pics generats pel creuament dels àleps del rodet amb els àleps directrius.

De forma general, en els monitors G i H, es detecten vuit coincidències, una que correspon a la freqüència de gir del rodet (24,667 Hz), tres més que corresponen a les tres primeres freqüències d'interacció potencial calculades teòricament (246,6 Hz, 493,33 Hz i 740 Hz), i quatre més que corresponen a les quatre primeres freqüències d'interacció potencial calculades teòricament (148 Hz, 296 Hz i 444 Hz).

Si s'observa la gràfica de freqüències del CL dels àleps directrius, es troba coincidència en cinc pics. Aquests pics són el pic 2, el més important, que correspon a una freqüència de 246,6 Hz i coincideix amb la 1^a freqüència

d'interacció potencial del rodet calculada teòricament; i els quatre pics restants equivalent, el pic 1 (24,667 Hz) a la freqüència de gir del rodet, el pic A (148 Hz) a la 1^a freqüència d'interacció potencial del distribuïdor calculada teòricament; i els pics 4 i 5 (493,33 Hz i 740 Hz) que corresponen respectivament amb la 2^o i 3^a freqüència d'interacció potencial del rodet calculades teòricament.

I finalment, en relació al gràfic de freqüències del CL dels àleps del rodet, la detecció de coincidència de pics amb freqüències teòriques ha sigut més complicada per la raó d'obtenir molts pics molt junts en el gràfic de freqüències dels àleps del rodet. Principalment, s'han detectat dos pics. Aquests pics són, per una banda, el pic 1 de 24,667 Hz que correspon a la freqüència de gir del rodet. Sembla normal obtenir un pic tan important que coincideixi amb la freqüència de gir del rodet, ja que si alguna part ha d'estar afectada pel gir del rodet, aquesta correspon als àleps del rodet ja que estan girant a aquesta freqüència. I per altra banda, el segon pic correspon al pic 2 de 246,6 Hz, que correspon a la 1^a freqüència d'interacció potencial del distribuïdor calculada teòricament. Es comprova que el rodet és un dels llocs més crítics de tota la turbina ja que és un lloc afectat per un gir continu, és una zona d'alta intensitat de turbulència, de velocitats altes que provoquen moltes inestabilitats, d'aquí que s'obtingui aquest gran nombre de pics de freqüències tan a prop uns dels altres.

10.2. Resultats CFD – Valors experimentals

10.2.1. Relació d'altures netes

Per comparar els resultats experimentals amb la simulació, es realitza una relació entre l'altura neta calculada a partir dels valors experimentals, entre l'altura neta obtinguda dels valors extrets del CFD.

Comparativa altures netes	
Altura neta experimental	4,225m
Altura neta de CFD	4,085m
Relació entre altures netes	0,967

L'alçada neta obtinguda experimentalment en l'assaig al laboratori no coincideix exactament amb l'obtinguda en CFD tal com es pot observar a la taula anterior. Això principalment és a causa de que el cabal d'entrada a la turbina de l'CFD és menor al cabal mesurat experimentalment en la pràctica del laboratori, tal com es pot veure a la taula següent.

Comparativa de cabals	
Cabal mesurat al laboratori	1,229l/s
Cabal del CFD	1,1529l/s
Relació entre cabals	0,938

A més a més de la diferència en el cabal, hi ha més motius que provoquen aquesta divergència entre l'altura neta experimental i l'altura neta del CFD. Al cap i a la fi, una simulació en CFD no deixa d'utilitzar hipòtesis i suposicions per intentar simplificar el càlcul.

Una simulació en CFD mai pot substituir un assaig experimental ja que és impossible tenir en compte tots els efectes que tenen lloc en la realitat. L'objectiu principal d'una simulació en CFD és obtenir resultats molt propers a la realitat, i així intentar estalviar temps i diners.

10.2.2. Relació de rendiments

Un altre valor interessant per comparar els resultats experimentals amb la simulació, és analitzar la relació entre el rendiment calculat a partir dels valors experimentals, entre el rendiment obtingut dels valors extrets del CFD.

Comparativa rendiments	
Rendiment experimental	55,78%
Rendiment CFD	64,48%
Relació entre rendiments	0,865

Aquesta lleugera divergència entre rendiments, a més a més de ser causada com s'ha explicat en l'apartat anterior per la diferència de cabals i pel conjunt d'hipòtesis que es realitzen en simulacions CFD per intentar simplificar la realitat, és causada pel simple fet de que el rendiment calculat amb els valors extrets del CFD no és tracta d'un rendiment global de la turbina ja que menysté el rendiment mecànic, en canvi el rendiment experimental obtingut sí que es tracta d'un rendiment global.

En general, es pot observar com la divergència molt lleugera entre les altures netes, el cabal i el rendiment, és a dir que els valors obtinguts experimentalment s'aproximen moltíssim al valors obtinguts de la simulació en CFD.

Per tant, es pot concloure que en el cas d'estudi la simulació en CFD compleix el seu propòsit, permet obtenir informació fiable, molt propera a la realitat, i aproxima en gran mesura el comportament del fluid de treball en l'interior d'una turbina.

CAPÍTOL 11: ESTUDI DE DETECCIÓ DE POSSIBLES OBSTRUCCIONS DE LA TURBINA

11.1. Casos estudiats

Hi ha una gran diversitat de diferents casos d'obstruccions en una turbina, en aquest treball es centrarà en l'estudi de dos casos diferents. Els casos estudiats són, per una banda, una obstrucció total entre dos àleps directrius de l'estator, i per altra banda, una obstrucció del 50% entre dos àleps directrius de l'estator.

El primer pas de l'estudi, ha estat modificar parcialment el bloc 1 de geometria corresponen al estator utilitzat en la resta del treball, mitjançant el programa de disseny de geometries SolidWorks, s'ha intentat dissenyar les obstruccions dels dos casos, lo més reals possibles.

Tot seguit en les Figures 82 i 83, es mostra la geometria del bloc de l'estator resultant, un cop introduïda l'obstrucció del 100% entre dos àleps directrius.

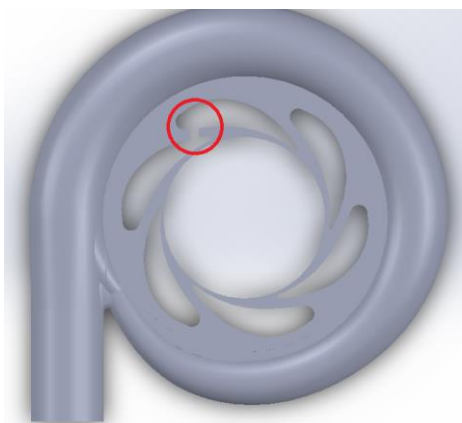


Figura 82. Geometria estator amb una obstrucció del 100%.

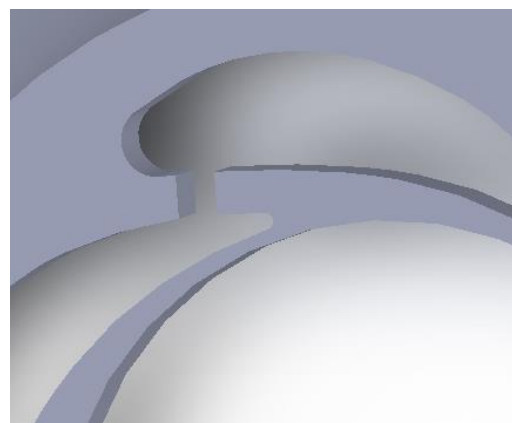


Figura 83. Zoom de l'obstrucció del 100%.

Es pot observar en la Figura 82 com l'obstrucció es posiciona en el lloc més probable d'una possible obstrucció, ja que és l'espai entre dos àleps directrius més directe a l'entrada de la turbina.

Tot seguit, en les Figures 84a i 85b es mostra la geometria del bloc de l'estator resultant un cop introduïda l'obstrucció del 50% entre dos àleps directrius.

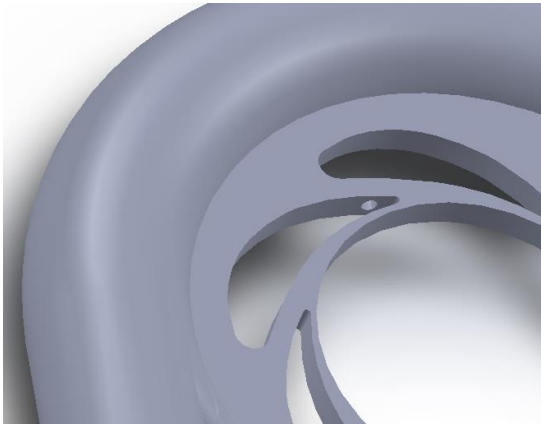


Figura 84a. Vista 1 de la geometria de l'estator amb una obstrucció del 50%.

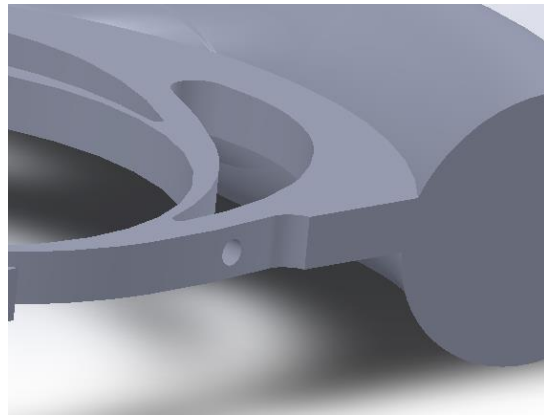


Figura 85b. Vista 2 de la geometria de l'estator amb una obstrucció del 50%.

11.2. Mallat dels casos

Un cop realitzades les dues geometries del bolc 1 de l'estator, el següent pas realitzat en l'estudi és la importació de les dues geometries en el programa de mallat Ansys Meshing, per tal de realitzar la malla dels dos casos.

El mallat realitzat per aquestes dues noves geometries del bolc 1 de l'estator, han seguit la mateixa línia que el mallat realitzat pel boc 1 de l'estator inicial, explicat en l'apartat 5, disseny de la geometria i el mallat, amb l'única diferència que aquest cop s'ha aplicat mallat de capa límit a les parets de la obstrucció per poder analitzar en detall la zona d'obstrucció.

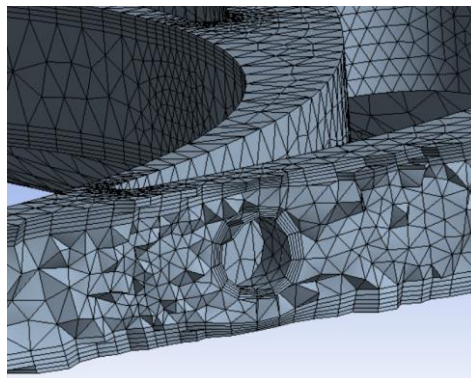


Figura 86. Mallat de capa límit en l'obstrucció del 50%.

11.3. Simulació dels casos

Un cop realitzades les dues malles, el següent pas ha estat la realització de la simulació dels dos casos. mitjançant el programa Ansys Fluent. Per fer-ho, en el mateix Fluent s'han unit els diferents blocs de geometria per formar tota la turbina sencera. Les malles dels blocs 2 i 3 corresponents al rodet i al tub d'aspiració s'han utilitzat les mateixes geometries i mallats inicials ja que no requerien de canvis addicionals.

De la simulació resultant en els dos casos d'obstrucció estudiats es comprova que aquesta segueix el mateix patró de la simulació inicial detallada a l'apartat 7.

Finalment, en aquest estudi, per problemes de temps, únicament s'ha completat la simulació de l'obstrucció del 50%. Si en la presentació del TFG que es realitzarà en unes setmanes, s'ha completat la simulació del 100% d'obstrucció, es mostraran els resultats així com les conclusions obtingudes durant la presentació.

11.4. Extracció de resultats

En aquest apartat, mitjançant gràfics de contorns, de vectors, de pressió i de freqüència, de la mateixa manera a la que s'ha realitzat amb la turbina quan aquesta treballa en perfectes condicions, és a dir, sense cap obstrucció (capítol 8), s'estudia l'efecte que causa en el fluid de treball la presència d'una obstrucció del 50% entre dos àleps directrius.

Principalment, aquest apartat es centra en les variacions que provoca la presència d'una obstrucció del 50% en els àleps directrius, no es torna a explicar de forma general el què succeeix en l'interior d'una turbina Francis (explicat al capítol 8).

11.4.1. Gràfic de contorn de la pressió estàtica

Aquest apartat es centra en l'anàlisi de la distribució de la pressió estàtica a l'interior de la turbina quan aquesta es troba obstruïda pels àleps directrius, amb una obstrucció del 50%.

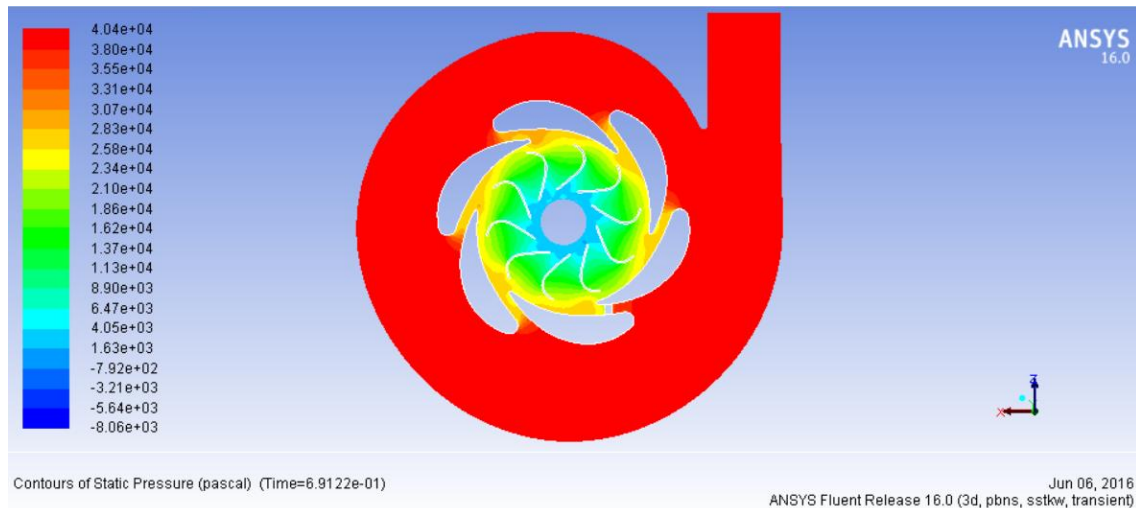


Figura 87. Gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina obstruïda en el pla Y central.

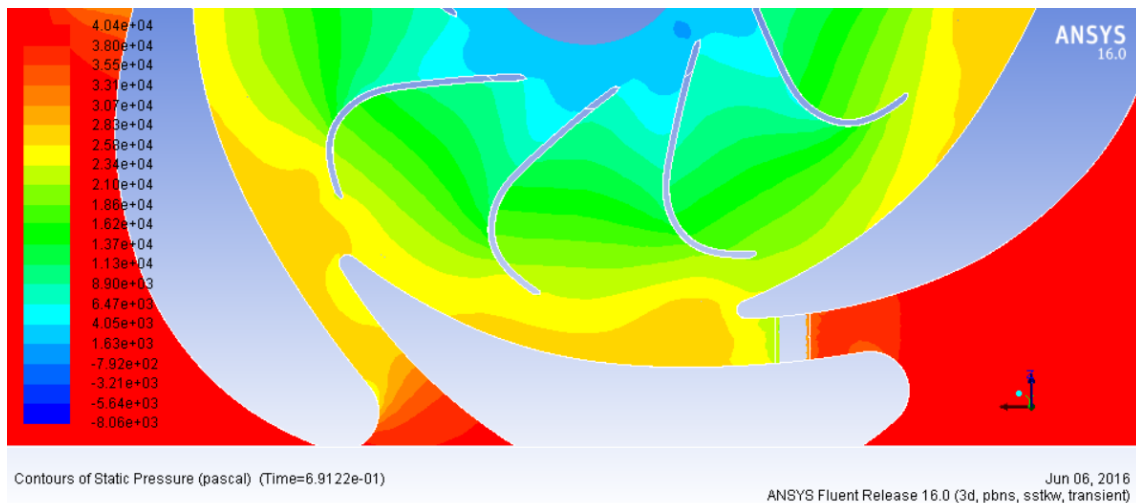


Figura 88. Zoom del gràfic de contorn de la pressió estàtica de la turbina obstruïda en el pla Y central.

En les Figures 87 i 88, s'observa com la presència d'una obstrucció provoca un increment de pressió arribant a valors elevats (color vermell) just en la zona de xoc entre el flux i l'obstrucció. En canvi, es comprova una caiguda de pressió just després de l'obstrucció (color verd). Aquest fet és degut al fet que la zona frontal de l'obstrucció és la zona que xoca contra el flux de treball, i per tant, es crea un augment de pressió, i per altra banda, en la part posterior de l'obstrucció es crea una zona de baixa pressió degut al desprendiment de la capa límit del fluid de treball.

Tot seguit, en les Figures 89, 90 i 91 es mostra una secció vertical del canal obstruït just abans de l'obstrucció, en l'obstrucció, i just després de l'obstrucció per poder observar de manera clara quin és el comportament del fluid abans, durant i després de l'obstrucció.

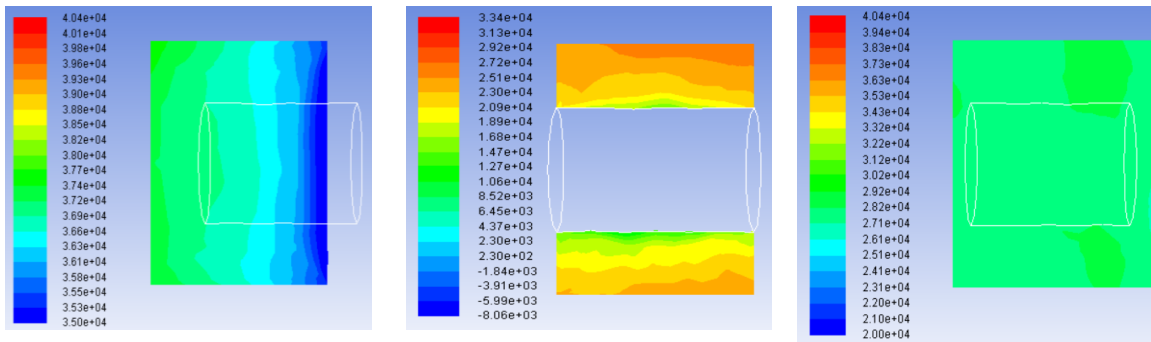


Figura 89. Secció vertical just abans de l'obstrucció. **Figura 90.** Secció vertical de de l'obstrucció. **Figura 91.** Secció vertical just després de l'obstrucció.

Amb les tres seccions, es reafirma el fet explicat anteriorment, abans de l'obstrucció la pressió és més alta que després de l'obstrucció.

És interessant observar la Figura 90 ja que permet visualitzar la distribució de pressió estàtica just en l'obstrucció. S'arriba a la conclusió que com més a prop de la paret de l'obstrucció es troba el fluid, més petita és la seva pressió. Principalment, això s'explica pel fet que una obstrucció no deixa de ser una reducció més o menys brusca de l'àrea de pas del fluid, per tant, la velocitat del fluid augmenta, i com a contra partida disminueix la seva pressió.

11.4.2. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta

En aquest apartat s'estudia la distribució de velocitat absoluta a l'interior de la turbina quan aquesta es troba obstruïda pels àleps directrius, amb una obstrucció del 50%.

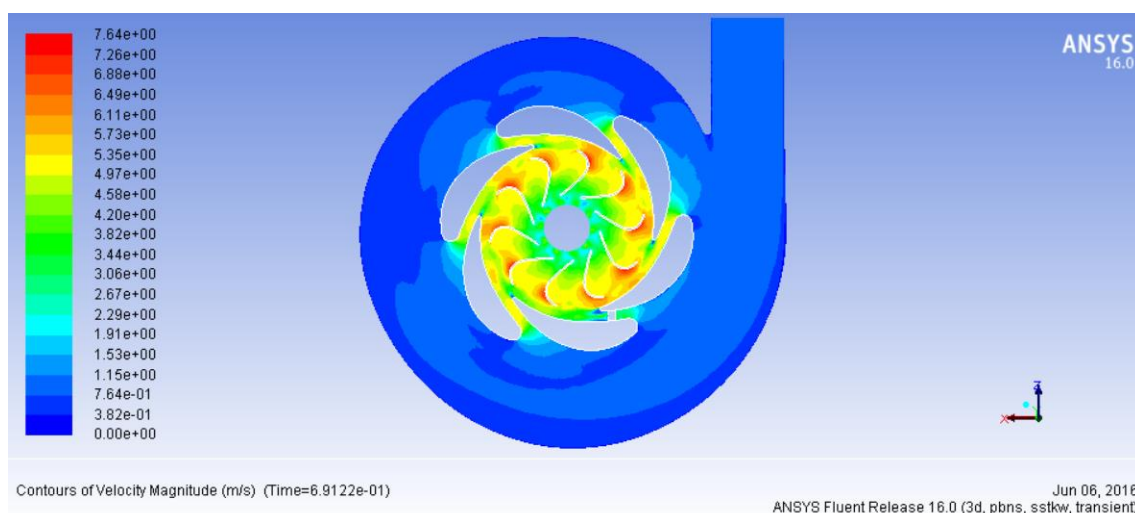


Figura 92. Gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina obstruïda en el pla Y central.

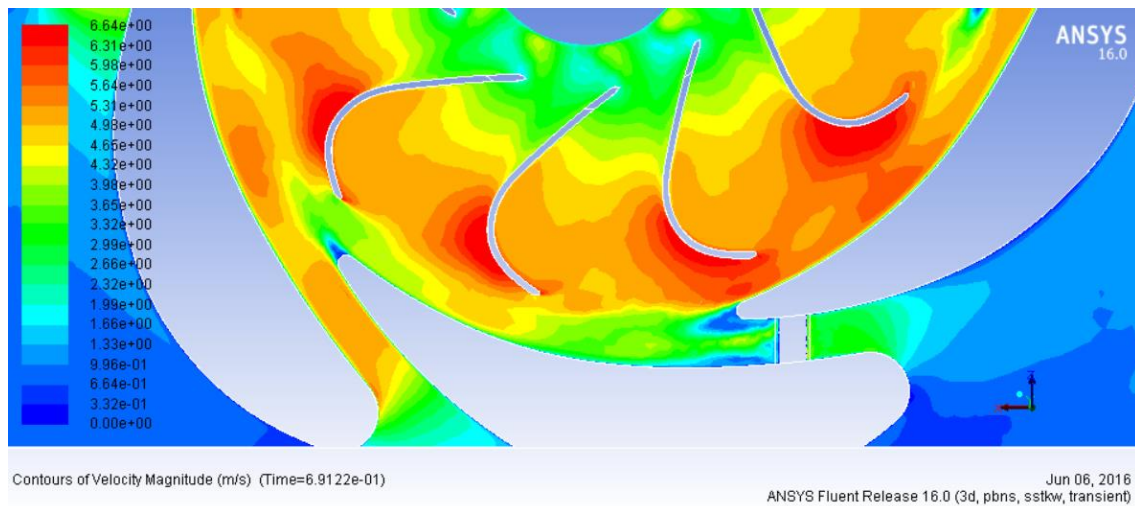


Figura 93. Zoom del gràfic de contorn de la velocitat absoluta de la turbina obstruïda en el pla Y central.

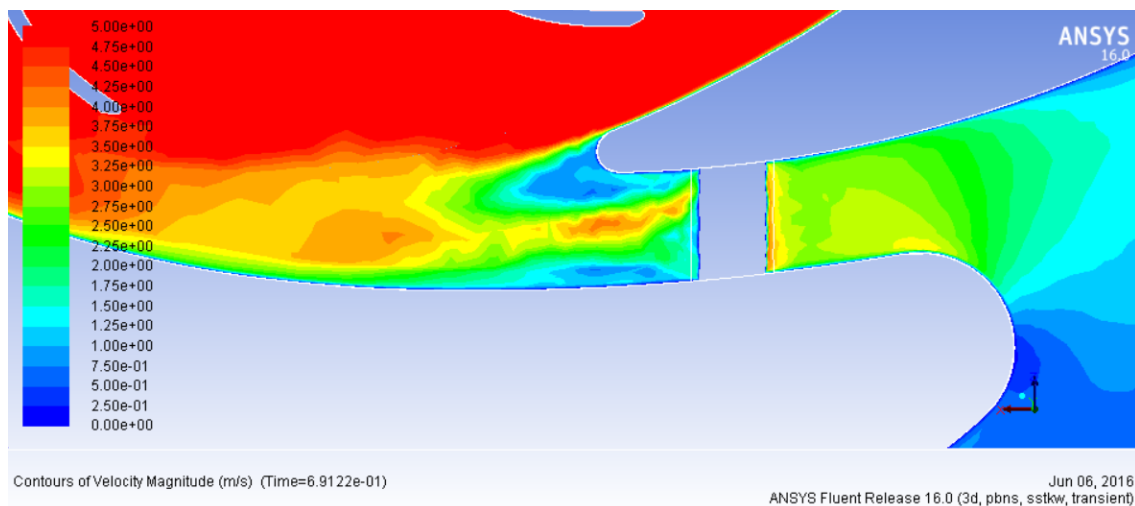


Figura 94. Zoom de l'obstrucció.

Es pot apreciar a les Figures 92 i 93 com la presència d'una obstrucció provoca un important deixant de baixa velocitat en la zona posterior a l'obstrucció, donant lloc a una zona (color verd flux) que s'allarga fins al següent canal del distribuïdor.

Si s'observa la Figura 94, es pot analitzar què passa just després de l'obstrucció, on aquesta genera una zona turbulenta d'alta velocitat (color taronja) en la zona central del canal. En canvi, en els laterals provoca una deficiència de velocitat. Principalment, això és degut al deixant causat pel desprendiment de la capa límit del fluid de treball, el qual provoca una zona de turbulència.

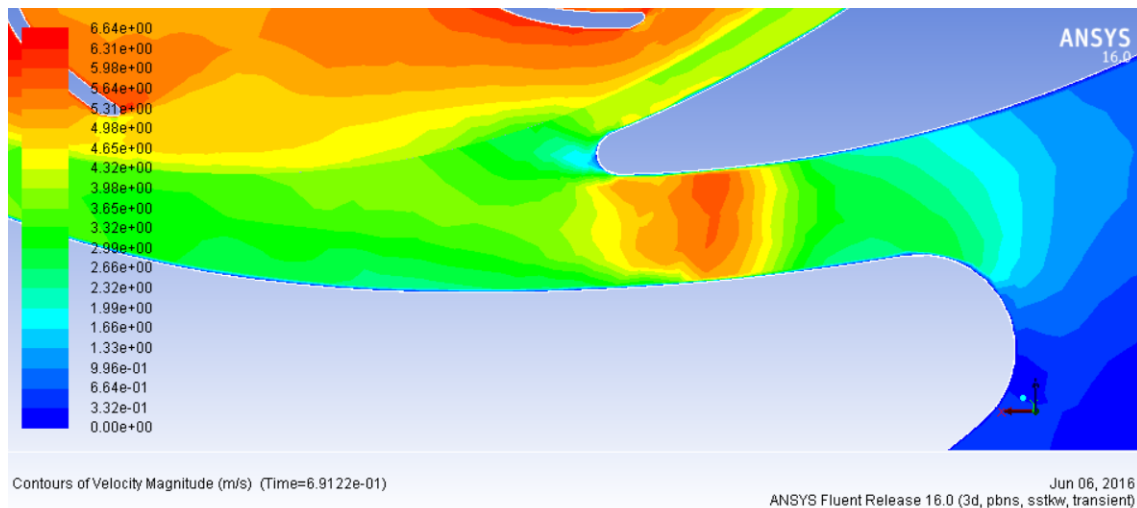


Figura 95. Zona superior a l'obstrucció.

En la figura 95, es representa just la zona superior de l'obstrucció, on es pot apreciar un pic important de la velocitat, això és causat a la disminució de l'àrea de pas que provoca l'obstrucció, la qual dona lloc a un augment sobtat de la velocitat en aquesta zona.

Tot seguit en les Figures 96, 97 i 98, es mostra una secció vertical del canal obstruït, just abans de l'obstrucció, en l'obstrucció, i just després de l'obstrucció, per poder observar de manera clara quin és el comportament del fluid abans, durant i després de l'obstrucció.

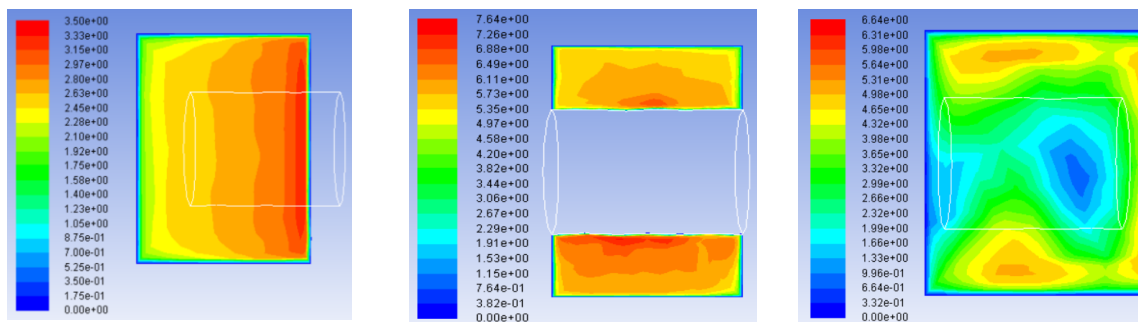


Figura 96. Secció vertical just abans de l'obstrucció.

Figura 97. Secció vertical de de l'obstrucció.

Figura 98. Secció vertical just després de l'obstrucció.

En la Figura 97, s'observa com el fluid que es troba en contacte amb l'obstrucció presenta un pic de velocitat degut principalment a la disminució brusca de l'àrea de pas.

És interessant observar la figura 98 ja que es visualitza clarament la zona de velocitat nul·la que és genera just després de l'obstrucció a causa del despeniment de la capa límit que hi té lloc.

11.4.3. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència

En aquest apartat s'estudia la distribució de la intensitat de turbulència a l'interior de la turbina quan aquesta es troba obstruïda pels àleps directrius, amb una obstrucció del 50%.

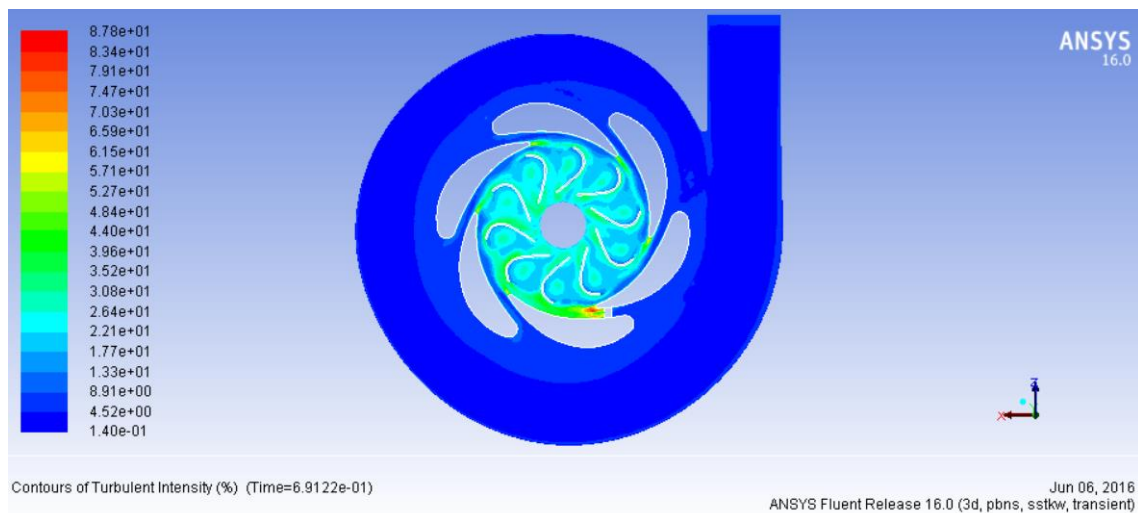


Figura 99. Gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina obstruïda en el pla Y central.

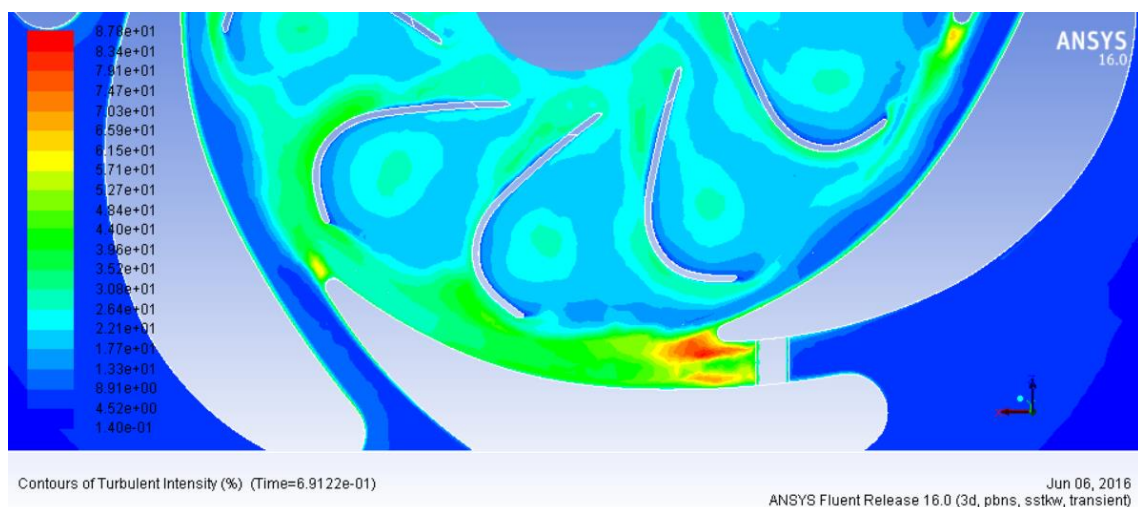


Figura 100. Zoom del gràfic de contorn de la intensitat de turbulència de la turbina obstruïda en el pla Y central.

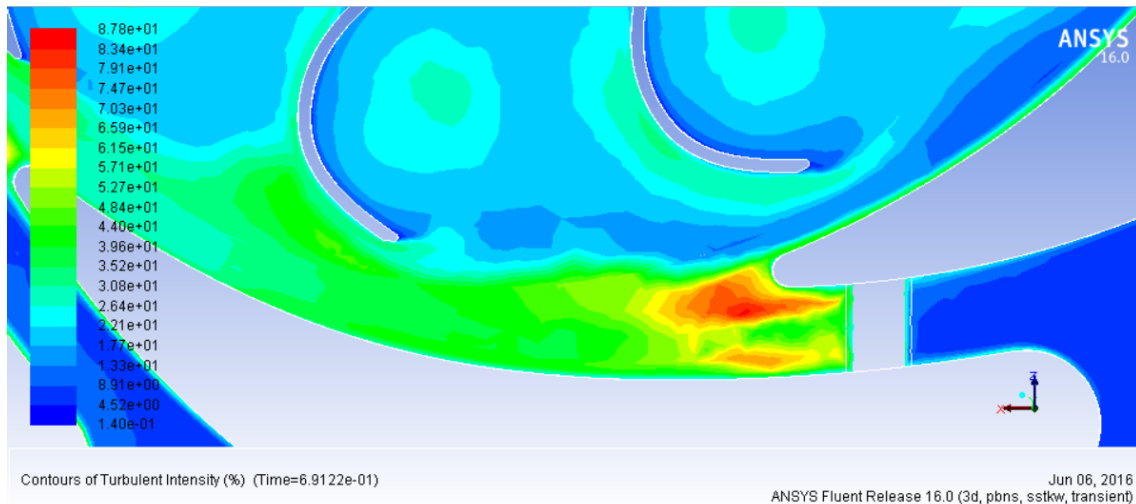


Figura 101. Zoom de l'obstrucció.

En les Figures 99, 100 i 101, s'aprecia de forma clara la turbulència que es genera en la zona posterior a l'obstrucció causada pel desprendiment de la capa límit del fluid de treball que hi té lloc. Aquest fet provoca una generació continua de desprendiment de vòrtex, els quals generen importants canvis en la pressió i la velocitat com s'ha observat anteriorment.

Es conclou que el principal canvi en el comportament del fluid de treball al haver-hi present una obstrucció és l'aparició d'una important zona turbulenta que es genera en la part posterior de l'obstrucció.

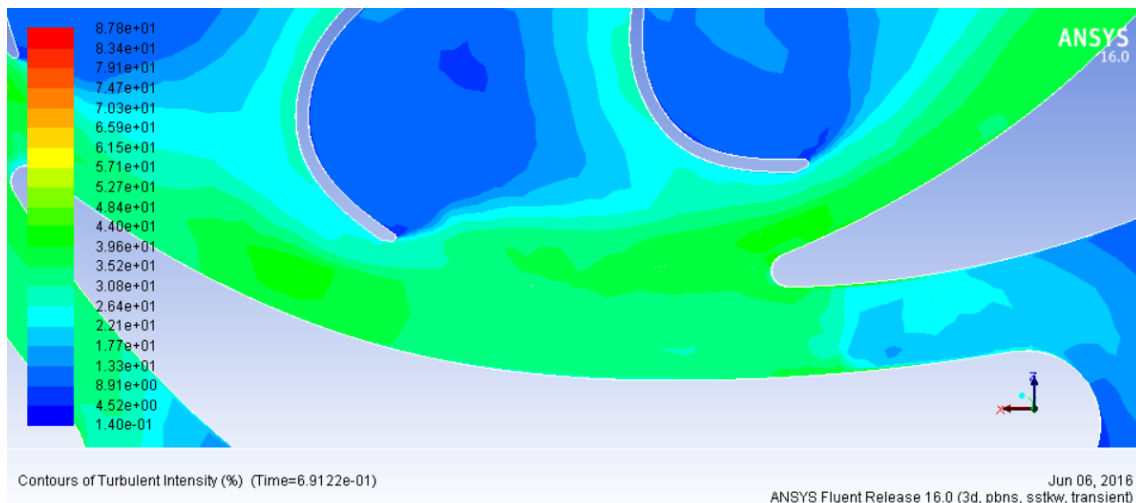


Figura 102. Zona superior a l'obstrucció.

En la Figura 102, s'observa com en la zona superior de l'obstrucció la intensitat de turbulència cau dràsticament, en comparació a la part posterior de l'obstrucció, però tot i així s'observa com s'estén una zona turbulenta de color verd fluix en tota l'entrada al rodet.

A continuació, en les Figures 103, 104 i 105, es mostra una secció vertical del canal obstruït, just abans de l'obstrucció, en l'obstrucció, i just després de l'obstrucció, per poder observar de manera clara quin és el comportament del fluid abans, durant i després de l'obstrucció.

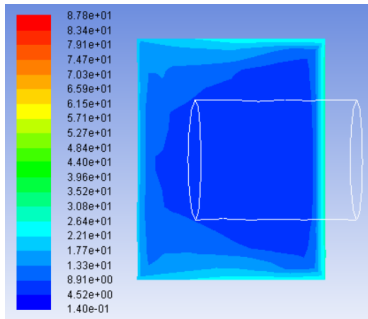


Figura 103. Secció vertical just abans de l'obstrucció.

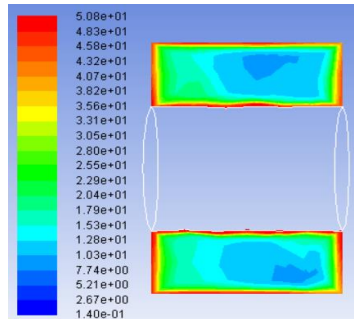


Figura 104. Secció vertical de de l'obstrucció.

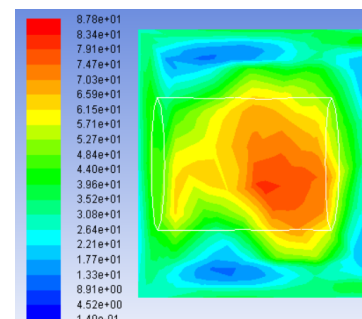


Figura 105. Secció vertical just després de l'obstrucció.

Clarament s'observa com abans de l'obstrucció no és detecta cap tipus de turbulència. En canvi, quan el fluid entra en contacte amb l'obstrucció s'aprecia l'aparició de certa turbulència, generant un important pic en la zona posterior a l'obstrucció degut al desprendiment de la capa límit que hi té lloc.

11.4.4. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta

Aquest apartat es centra en l'estudi de la direcció de la velocitat absoluta a l'interior de la turbina quan aquesta es troba obstruïda pels àleps directrius, amb una obstrucció del 50%.

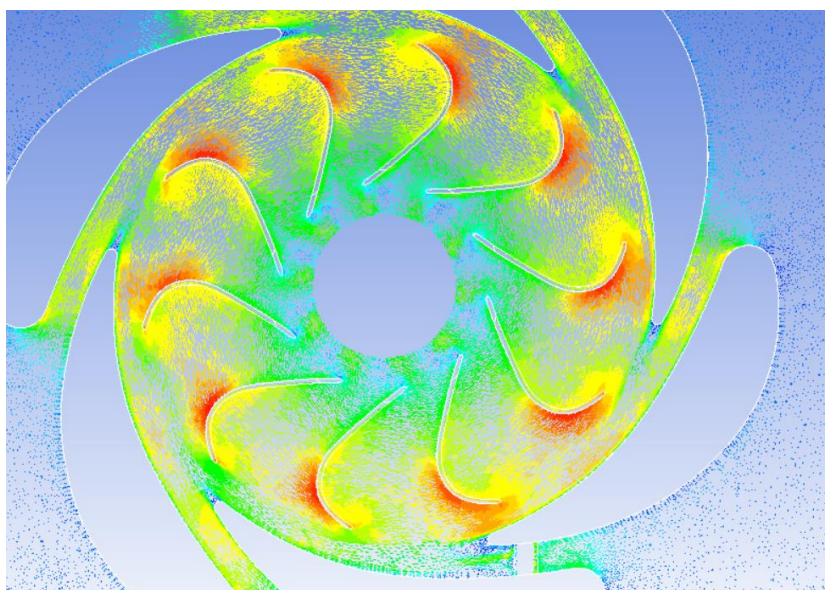


Figura 106. Gràfic de vectors de la velocitat absoluta de la turbina obstruïda en el pla Y central.

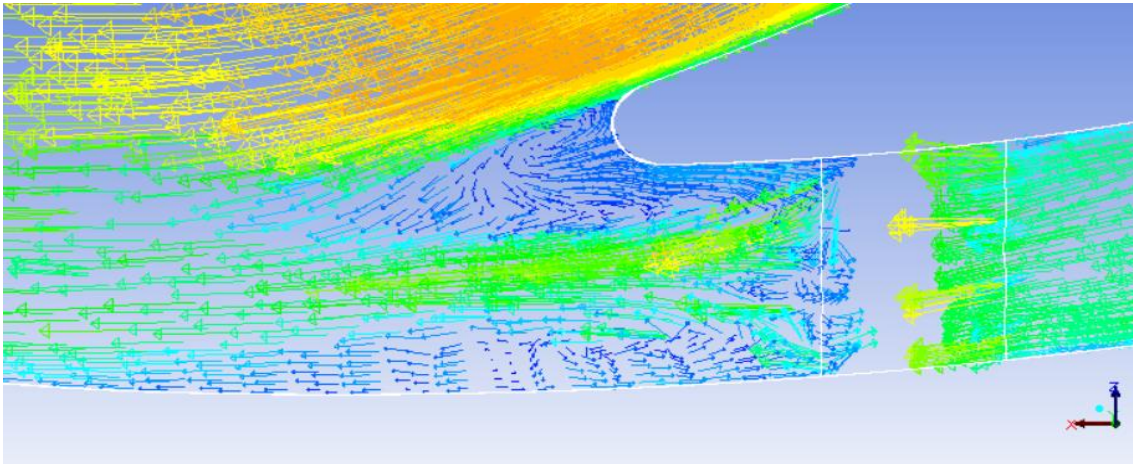


Figura 107. Zoom de l'obstrucció.

El principal canvi amb la turbina en perfecte estat, s'observa en la zona posterior a l'obstrucció (Figura 107), on a causa del desprendiment de la capa límit del fluid de treball es genera una zona turbulenta. Els extrems de sortida de l'obstrucció la velocitat és quasi nul·la a causa de la generació d'una recirculació, observant que principalment el fluid surt per la zona central posterior de l'obstrucció.

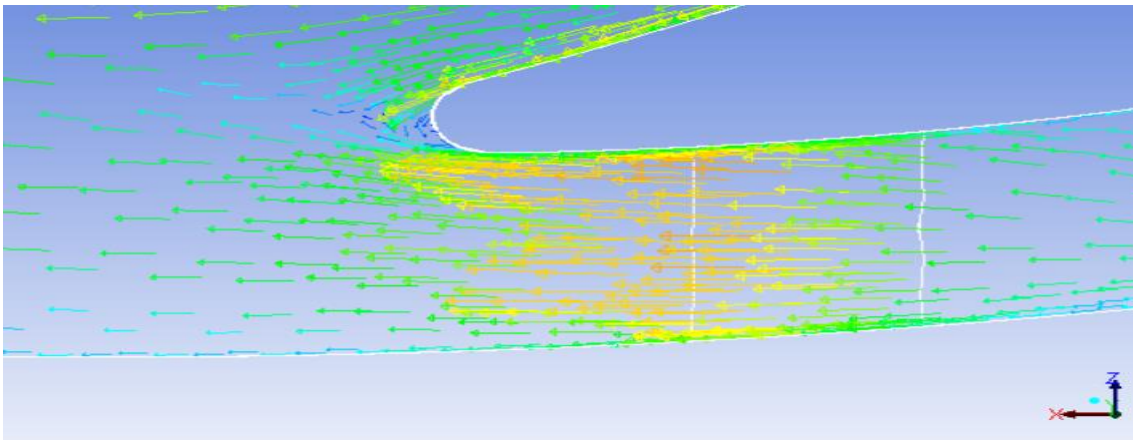


Figura 108. Zona superior a l'obstrucció.

La figura 108 mostra la direcció del fluid en la zona superior a l'obstrucció i s'observa com el fluid segueix la direcció que li toca, la marcada pels àleps directrius.

11.4.5. Gràfic de vectors de la velocitat relativa en el rodet

En aquest apartat s'estudia la direcció de la velocitat relativa a l'interior de la turbina quan aquesta es troba obstruïda pels àleps directrius, amb una obstrucció del 50%.

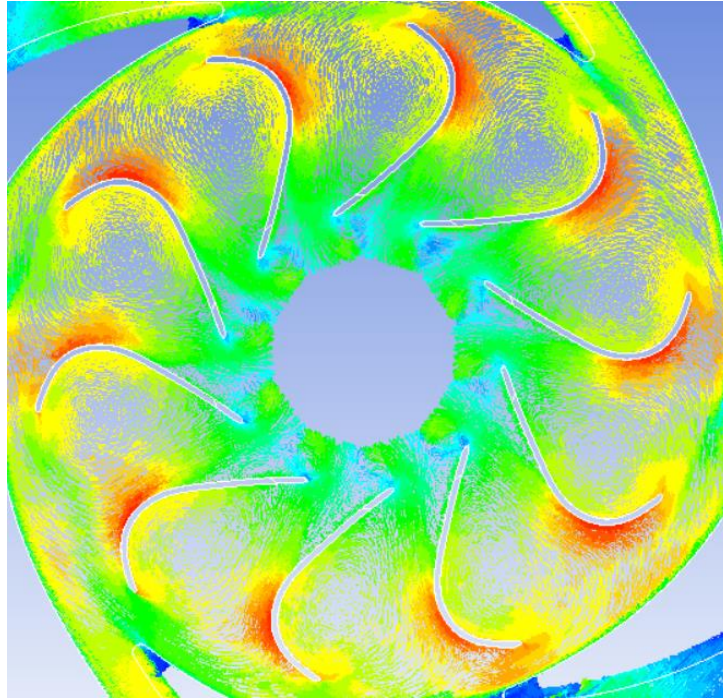


Figura 109. Gràfic de vectors de la velocitat relativa del rodet en el pla Y central.

La velocitat relativa només té sentit estudiar-la en el rodet ja que és l'únic lloc de tota la turbina on a causa de la velocitat d'arrossegament de gir del rodet, provocant que la velocitat absoluta no correspongui amb la relativa.

En la Figura 109, es pot apreciar com el fet de tenir una obstrucció del 50% en un canal del distribuïdor no afecta a la direcció de la velocitat relativa del rodet, ja que l'obstrucció en aquest cas es troba en l'estator.

11.4.6. Gràfics de pressió en el temps dels monitors

Per poder captar millor els diferents fenòmens causats per l'obstrucció, s'han utilitzat 8 monitors per estudiar la fluctuació de pressió en punts concrets de la turbina. Per cada punt s'ha obtingut una gràfica en el temps de la variació de la pressió.

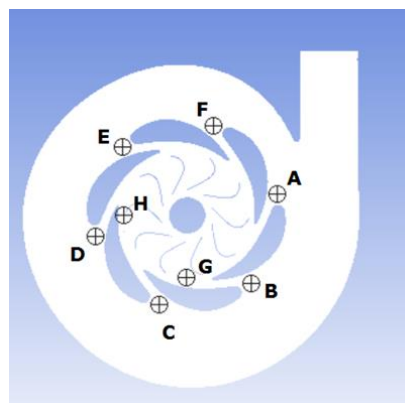
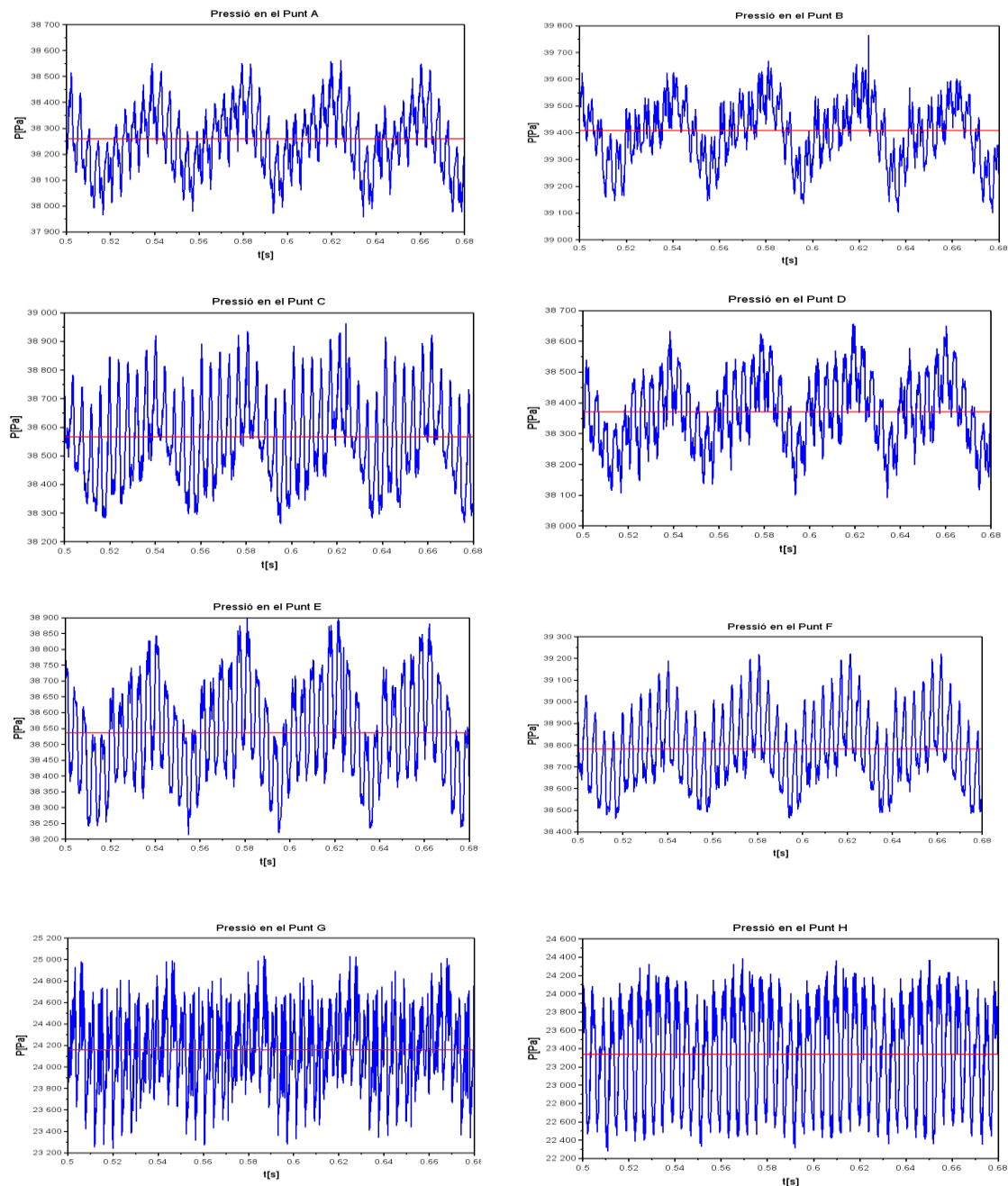


Figura 110. Ubicació i nom dels vuit monitors puntuals de pressió.

Per poder observar les gràfiques amb claredat s'ha retallat la part inicial dels valors obtinguts en la simulació. D'aquesta manera es descarten tots els valors que corresponen a la part de transició de la simulació, i així poder obtenir unes gràfiques més comprensibles corresponents únicament a la part estabilitzada de la simulació.

Tot seguit, es mostren les gràfiques ja retallades obtingudes per als diversos punts d'estudi:

Taula 22. Gràfiques de pressió en el temps dels 8 monitors.



Taula 23. Intervals d'oscil·lació i valor mitjà dels 8 monitors.

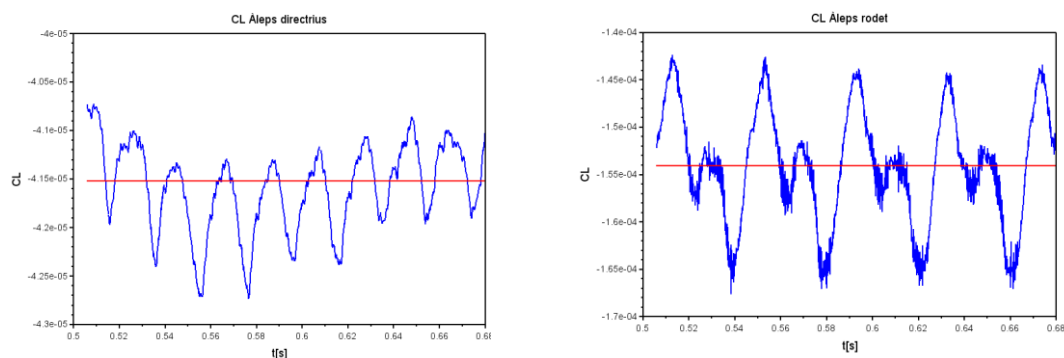
<u>Punt A</u>	<u>Punt B</u>
valor mig dades: 38260	valor mig dades: 39408
valor max dades: 38610	valor max dades: 39764
valor min dades: 37956	valor min dades: 39099
<u>Punt C</u>	<u>Punt D</u>
valor mig dades: 38566	valor mig dades: 38371
valor max dades: 38963	valor max dades: 38657
valor min dades: 38261	valor min dades: 38091
<u>Punt E</u>	<u>Punt F</u>
valor mig dades: 38537	valor mig dades: 38783
valor max dades: 38897	valor max dades: 39222
valor min dades: 38213	valor min dades: 38460
<u>Punt G</u>	<u>Punt H</u>
valor mig dades: 24162	valor mig dades: 23337
valor max dades: 25035	valor max dades: 24418
valor min dades: 23237	valor min dades: 22276

11.4.7. Gràfics en el temps del C_L dels àleps directrius i del rodet

Així mateix en la realització de l'estudi també s'han realitzat gràfics de la variació en el temps del "lift" dels àleps directrius i del rodet amb el propòsit d'observar com afecta l'obstrucció del 50% d'un canal del distribuïdor en el "lift" dels àleps.

Els gràfics obtinguts del "lift" en els àleps directrius i del rodet un cop retallats a la zona estacionaria són els següents:

Taula 24. Gràfiques del C_L en els àleps.



Taula 25. *Intervals d'oscil·lació i valor mitjà del CL dels àleps.***CL Àleps directrius**

valor mig dades: -0.000042
 valor max dades: -0.000040
 valor min dades: -0.000043

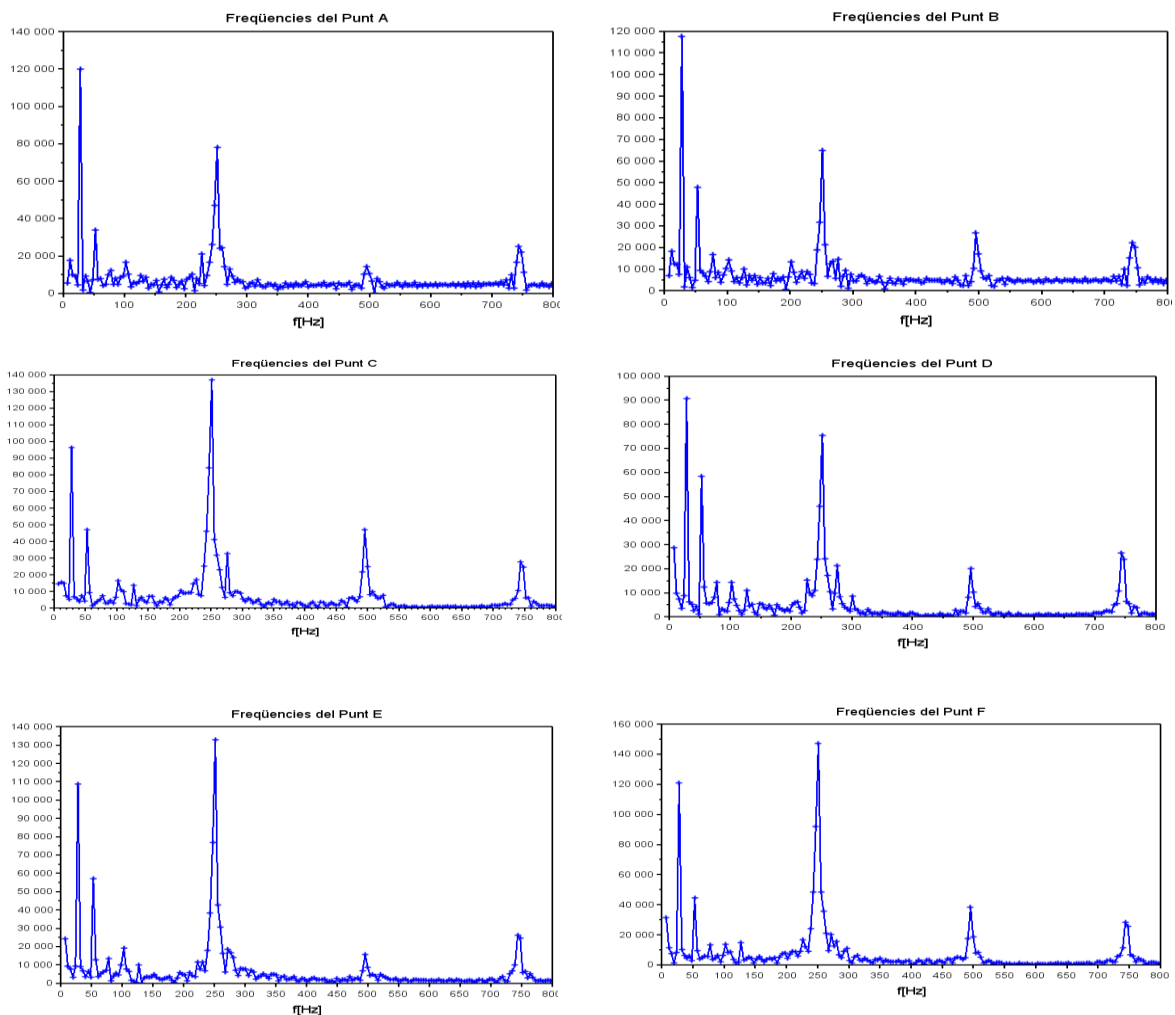
CL Àleps rodet

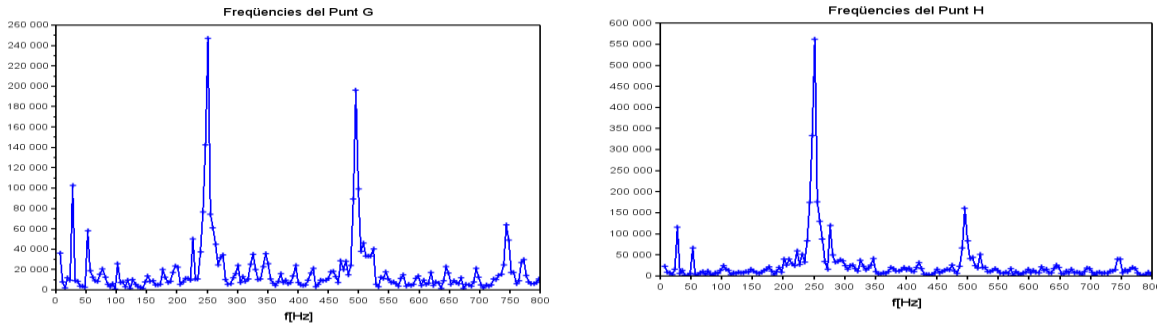
valor mig dades: -0.000154
 valor max dades: -0.000142
 valor min dades: -0.000168

11.4.8. Gràfics de freqüències de variació de pressió dels monitors

Per poder detectar les diverses freqüències que causen aquesta oscil·lació en la pressió del monitors, mitjançant la transformada de Fourier s'han construït els respectius gràfics de freqüències dels monitors.

Tot seguit es mostren els gràfics de freqüència de variació de la pressió en cada monitor:

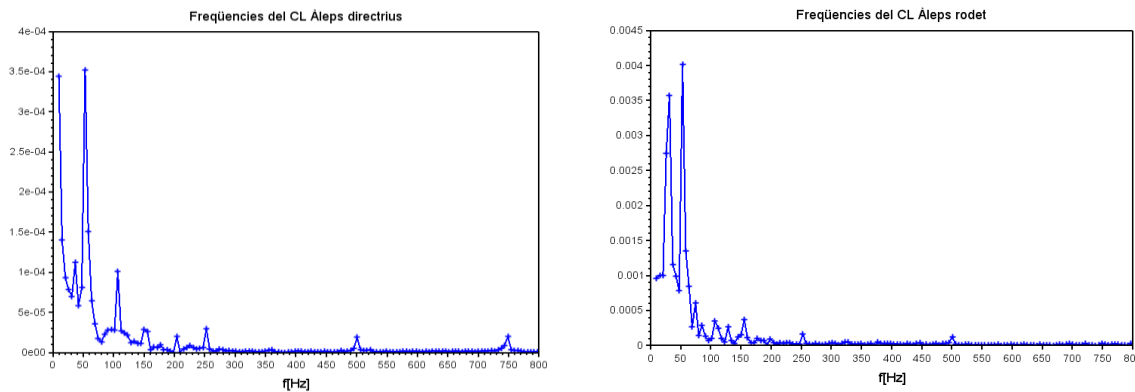
Taula 26. *Gràfiques de freqüències de variació de pressió dels 8 monitors.*



11.4.9. Gràfics de freqüències de variació del C_L dels àleps directrius i del rodet

En aquest apartat, l'objectiu és el mateix que en l'anterior, realitzar la transformada de Fourier de les gràfiques de variació del "lift" dels àleps directrius i del rodet, i així observar les diferents freqüències que donen lloc a aquesta variació del "lift".

Taula 27. Gràfiques de freqüències de variació del C_L dels àleps.

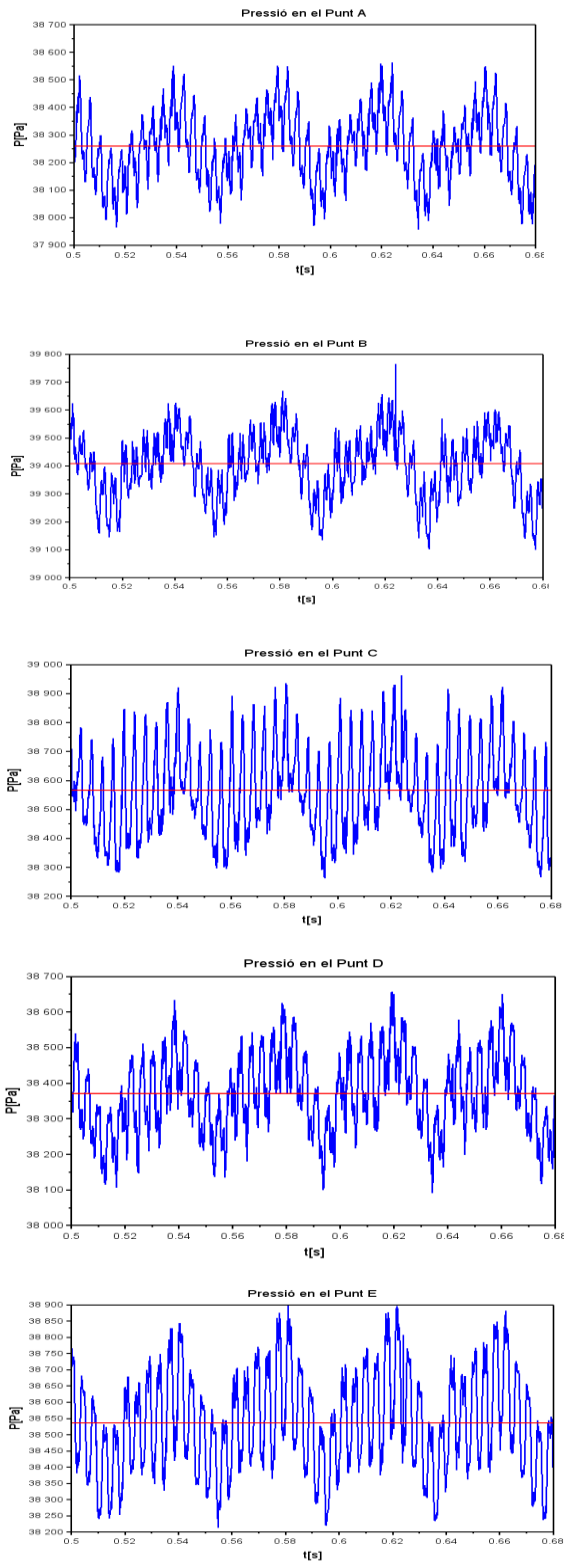
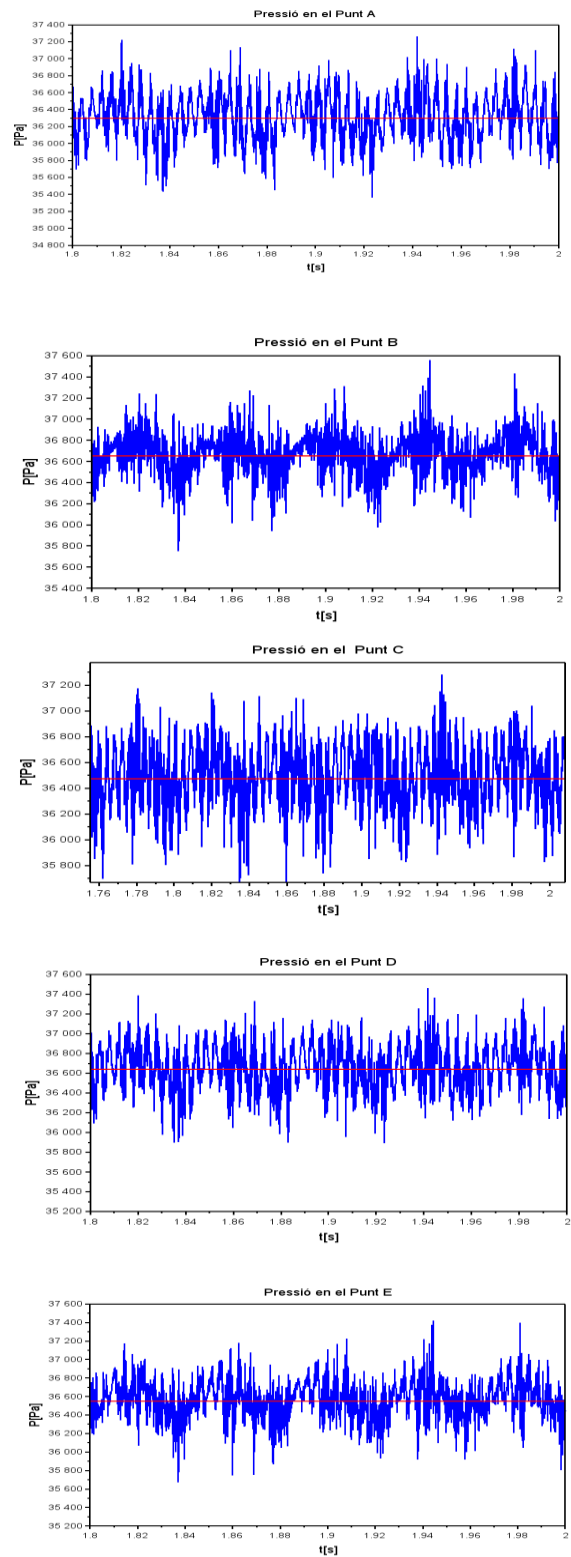


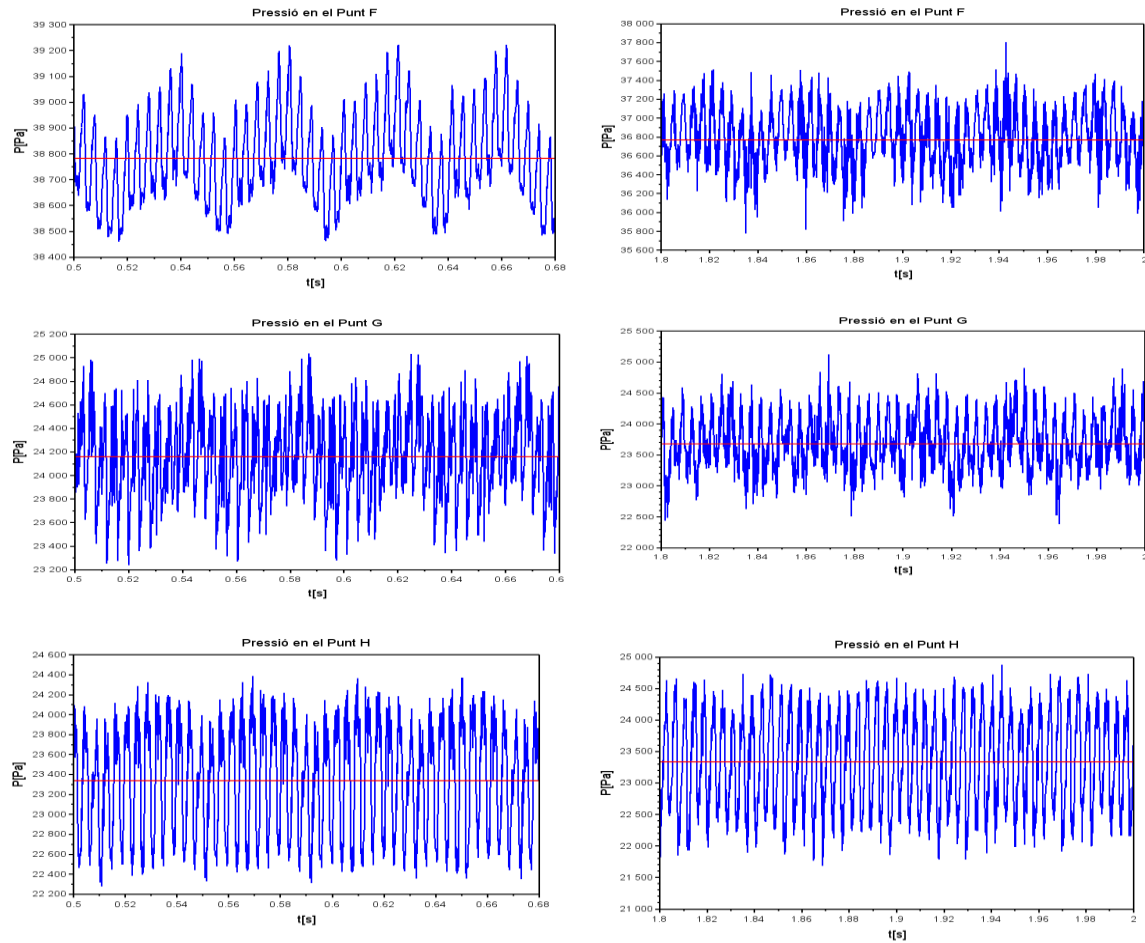
11.5. Comparativa de resultats

En aquest apartat, es realitza una comparació de les diferents gràfiques de pressió, "lift" i freqüència mostrades anteriorment en els apartats 11.4.6, 11.4.7, 11.4.8 i 11.4.9 amb les seves anàlogues dels apartats 8.2.7, 8.2.8, 8.2.9 i 8.2.10. L'objectiu de la comparació és identificar les diferències entre la turbina obstruïda i la turbina en perfectes condicions.

11.5.1. Gràfics de pressió en el temps dels monitors

A continuació es presenta una taula de gràfics de pressió per poder realitzar una comparació dels resultats.

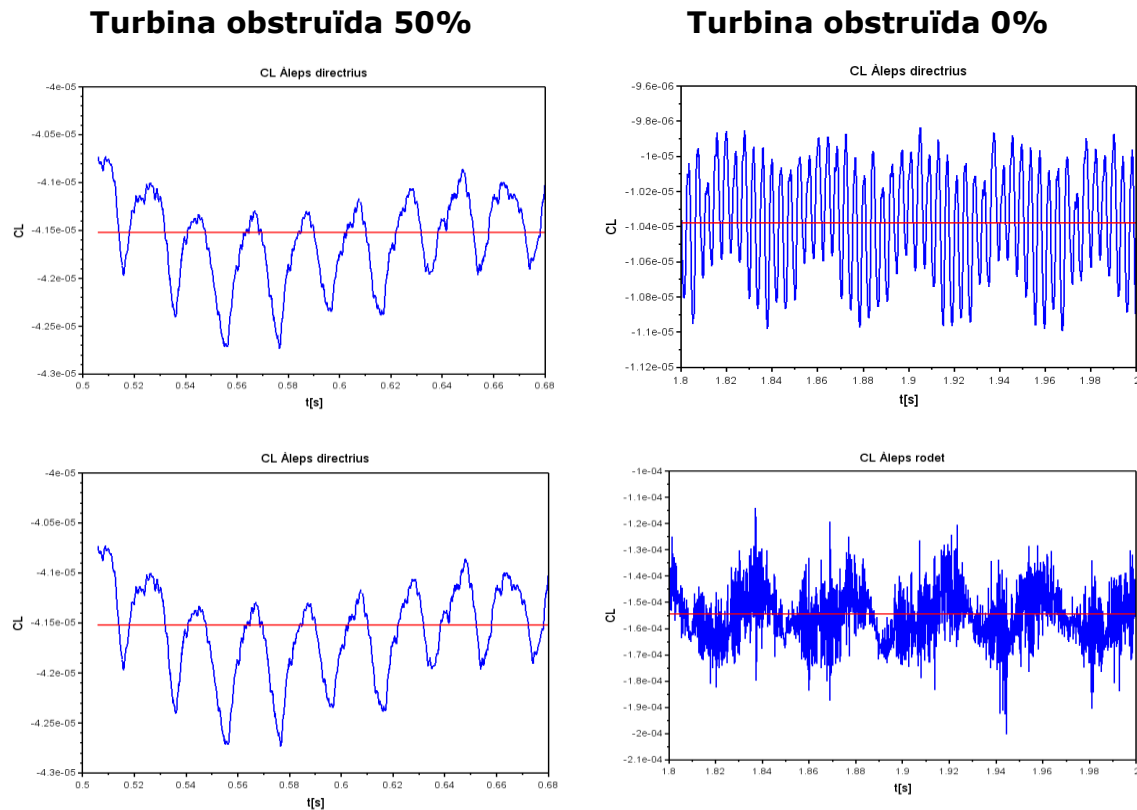
Taula 28. Taula de comparació dels gràfics de pressió.**Turbina obstruïda 50%****Turbina obstruïda 0%**



A simple vista, s'aprecia com les gràfiques de variació de pressió no difereixen molt entre si. El valor de pressió mitjà, normalment, en el cas de la obstrucció del 50% és entre 1 i 2 KPa més elevada que quan la turbina es troba en perfectes condicions. Aquest fet es podria explicar per presència d'una obstrucció, la qual genera un augment general de la pressió generalitzat en l'entrada i sortida del distribuïdor Fink.

11.5.2. Gràfics en el temps del C_L dels àleps directrius i del rodet

A continuació es presenta una taula de gràfics del C_L per tal d'analitzar els resultats.

Taula 28. Taula de comparació dels gràfics del CL.

La senyal del "lift" en el cas de l'obstrucció del 50% es tracta d'una senyal menys aglutinada que la obtinguda sense obstrucció. Això segurament és degut a la falta de temps de càlcul de la simulació en el cas de l'obstrucció que ha donat lloc a un petit ventall de dades per generar gràfics de "lift". Tanmateix, de forma general les dues senyals presenten un "lift" proper a zero, fet que indica que els àleps no pateixen una sol·licitació de carga excessiva a causa de la interacció amb el flux de treball.

Cal remarcar que el valor mitjà de la senyal de "lift" dels àleps directrius en el cas de l'obstrucció del 50% és quatre vegades major que quan la turbina està en perfectes condicions.

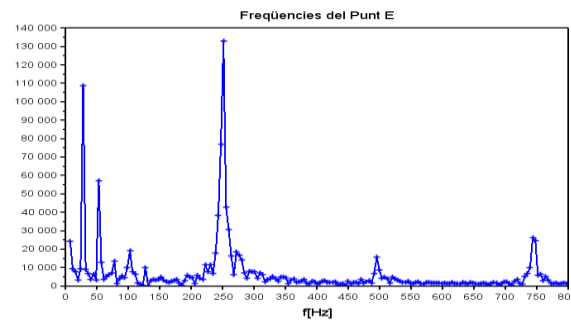
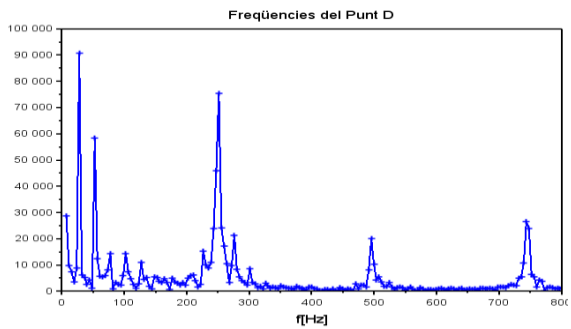
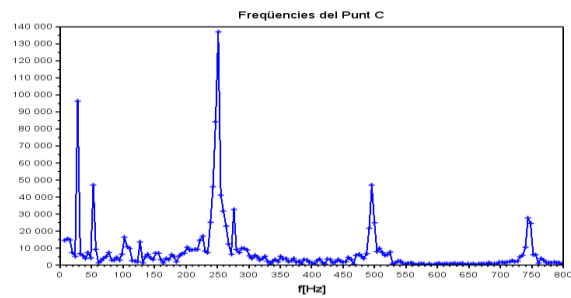
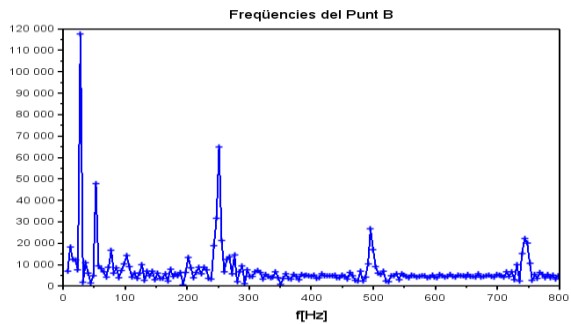
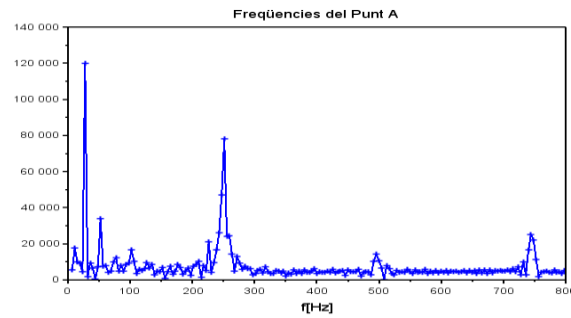
En resum, s'extreu la conclusió que una presència d'una obstrucció provoca una interacció més violenta del fluid de treball amb els àleps directrius, que provoca que els àleps directrius estiguin sota una fatiga major.

11.5.3. Gràfics de freqüències de variació de pressió dels monitors

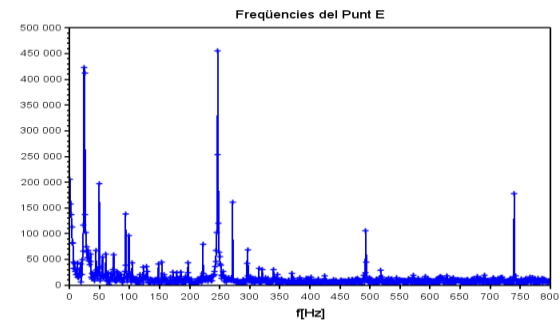
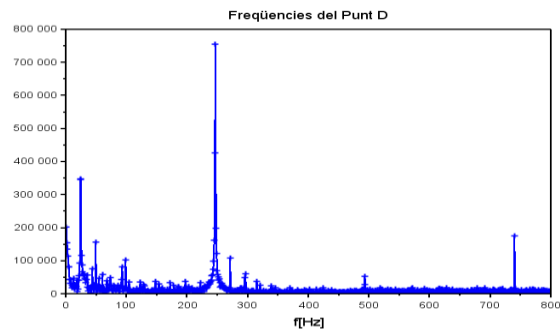
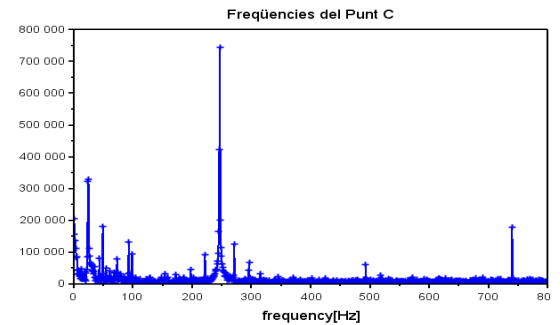
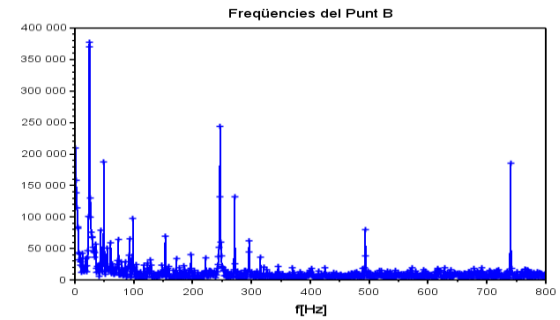
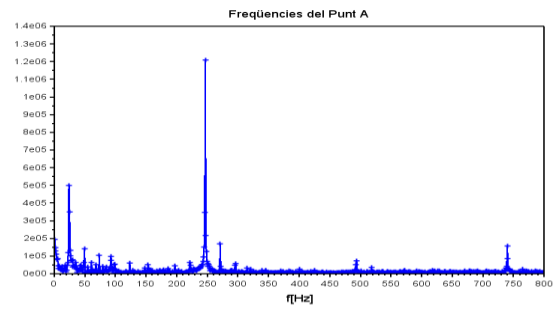
A continuació es presenta una taula de gràfics de freqüències de variació de pressió per tal d'analitzar els resultats.

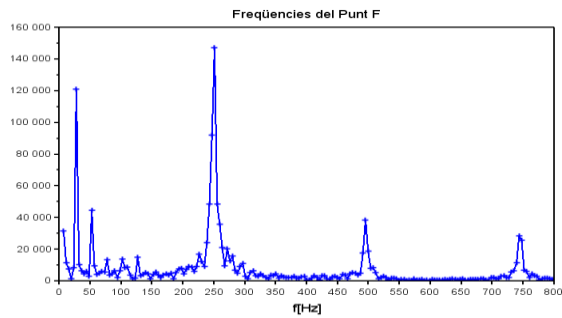
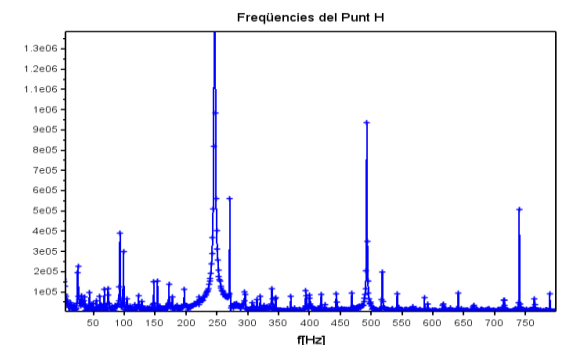
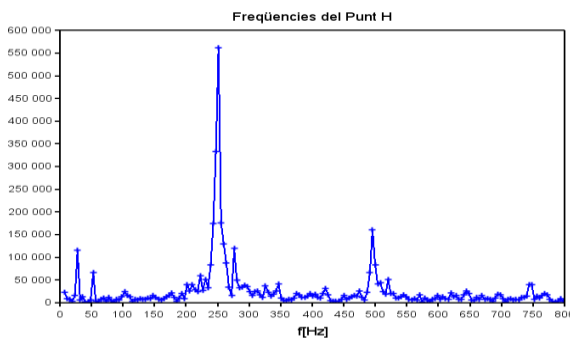
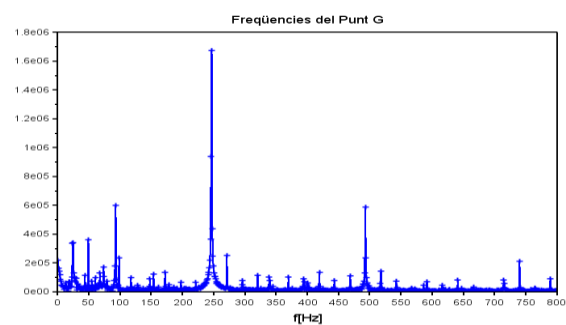
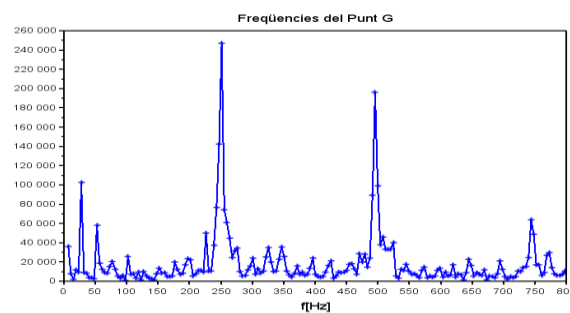
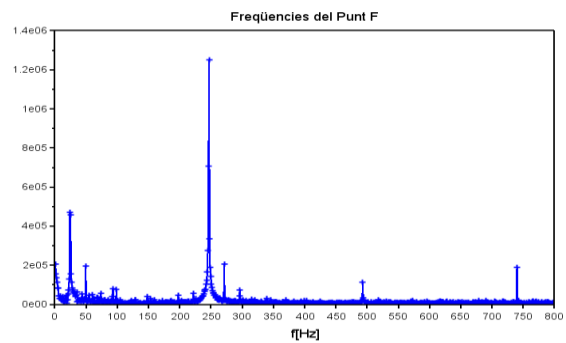
Taula 29. Taula de comparació dels gràfics de freqüències de la pressió.

Turbina obstruïda 50%



Turbina obstruïda 0%



Turbina obstruïda 50%**Turbina obstruïda 0%**

De forma general, s'observa que tan els principals pics deguts a la interacció potencial RSI, com el pic degut a la freqüència de gir del rodet (24,667Hz) es s'aprecien tant en els gràfics de la turbina obstruïda com en els gràfics de la turbina sense obstrucció.

En canvi, en el cas dels pic menors, s'observa com en els gràfics de la turbina obstruïda la senyal és més bruta, i els pics en general són més amples. Aquest fenomen és degut al solapament de pics en un mateix lloc i rep el nom de modulació de freqüències, molt comú de zones turbulentes i inestables.

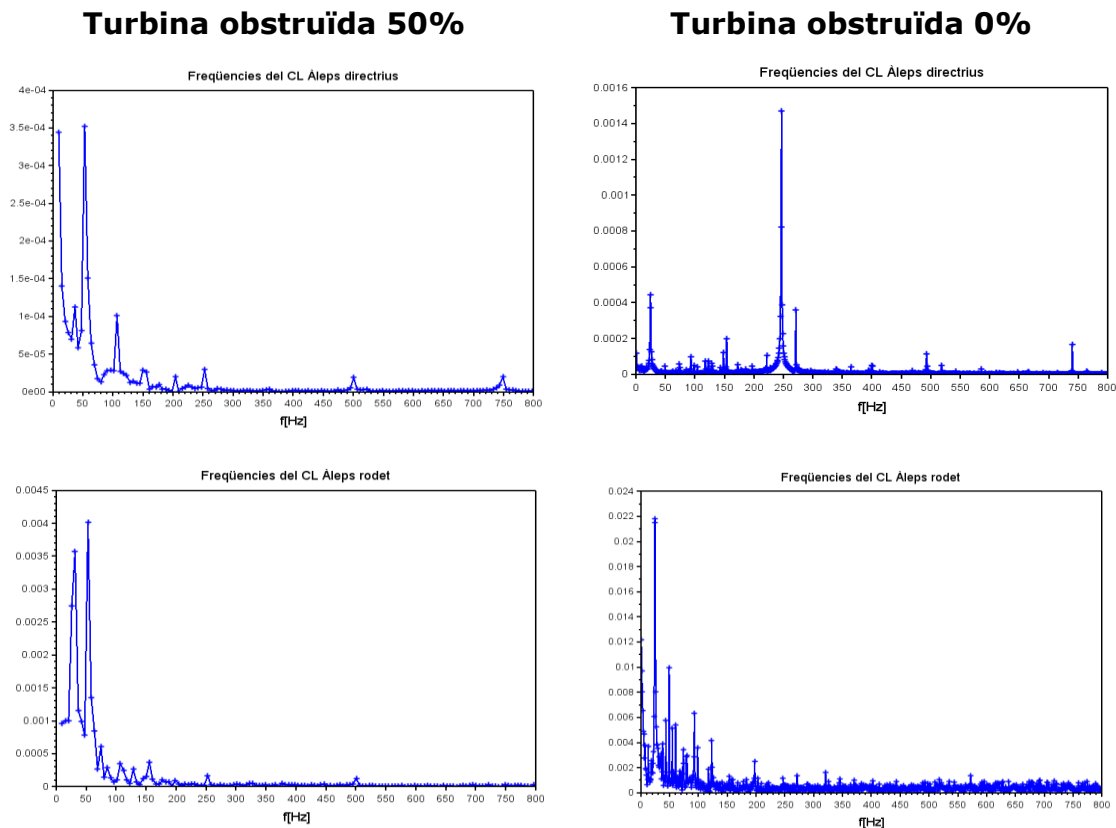
En resum, es conclou que una obstrucció del 50% en un canal del distribuïdor no causa un canvi generalitzat en el funcionament de la turbina, sinó que aquest es localitza en la zona de l'obstrucció provocant petits canvis en la

resta de la turbina com a resposta de l'aparició dels pics més petits que s'obtenen en els gràfics de la turbina obstruïda.

11.5.4. Gràfics de freqüències de variació del C_L dels àleps directrius i del rodet

A continuació es presenta una taula de gràfics de freqüències de variació del "lift" en els àleps per tal d'analitzar els resultats.

Taula 30. Taula de comparació dels gràfics de freqüències del C_L .



En els gràfics de freqüències del "lift" dels àleps, s'observa una diferència rellevant entre elles. Principalment, el gran pic que s'obté en el gràfic dels àleps directrius amb la turbina sense obstrucció (246,67HZ) perd importància en el gràfic de la turbina obstruïda. Addicionalment, un factor interessant és que ens els gràfics de la turbina obstruïda s'observa l'aparició d'un pic molt important, proper als 50Hz, generat per l'obstrucció, i que probablement coincideixi amb la freqüència de despeniment de vòrtex de la capa límit del fluid de treball al sortir de l'obstrucció.

11.6. Disseny d'un mètode per detectar possibles obstruccions

Un dels objectius d'aquest estudi és dissenyar un mètode per detectar possibles obstruccions en una turbina de manera ràpida i eficient, amb l'objectiu de poder ser solucionades de forma òptima i així evitar pèrdues de rendiment, i així com minimitzar les pèrdues econòmiques.

El mètode que es proposa és un mètode senzill i que consisteix en les següents fases:

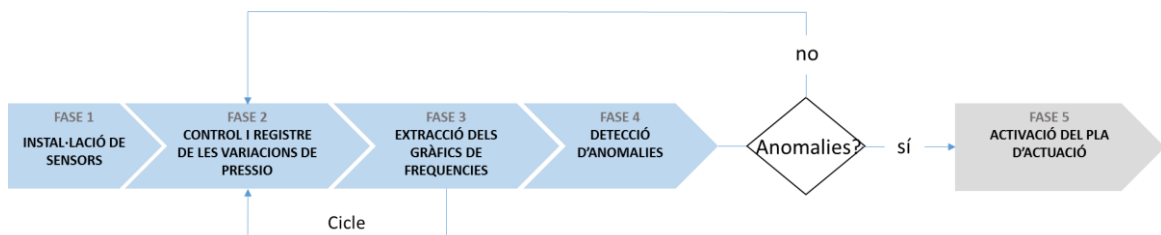


Figura 111. Diagrama de fases del mètode de detecció d'obstruccions.

Fase 1. Instal·lació de sensors

Aquesta fase consisteix en la instal·lació de diversos sensors de pressió en els àleps del distribuïdor i del rodet, tal com s'ha fet amb aquest estudi mitjançant monitors puntuals.

El objectiu dels sensors és el de controlar en tot moment la variació de pressió en la turbina.

Fase 2. Control i registre de les variacions de pressió

Aquesta fase es focalitza en el control continu i el registre de les variacions de pressió que detecten els diferents sensors instal·lats a la turbina.

Fase 3. Extracció dels gràfic de freqüències

Utilitzant com a input les variacions de pressió registrades es determinen els gràfics de freqüències a temps real aplicant la transformada de Fourier amb l'ajuda d'un programa (de software lliure per exemple per minimitzar les despeses).

La fase 2 i 3 formen un cicle que de forma continua es van executant.

Fase 4. Detecció d'anomalies

Aquesta fase consisteix en la detecció d'anomalies en el funcionament de la turbina mitjançant l'anàlisi de l'evolució dels gràfics de freqüències i la seva comparació amb quan aquesta treballa en perfecte estat. L'anàlisi

es focalitza en detectar quan apareix o desapareix algun pic de freqüència i avisar. Els principals pics a controlar, com s'ha vist en la comparació realitzada en l'apartat 11.7, són les petites modulacions de freqüències que sorgeixen quan hi ha algun tipus de problema, principalment degut a una possible obstrucció.

Fase 5. Activació del pla d'actuació

En el cas que en la fase 4 es detecti alguna anomalia, el pla d'actuació s'activa sota el propòsit de solucionar el problema detectats segons cada casuística.

De l'estudi realitzat és pot afirmar que una obstrucció del 50% no provoca canvis dràstics en el funcionament de la màquina, sinó que genera canvis localitzats en la zona de l'obstrucció. Aquests canvis es caracteritzen per l'aparició principalment d'una gran zona turbulenta a la part posterior de l'obstrucció generada a causa del despreniment de la capa límit del fluid de treball que hi té lloc.

Per tant, es pot concloure que tota obstrucció del 50% en un dels canals del distribuïdor no provoca que la turbina treballi fora les condicions establertes pel fabricant, i que per tant la seva integritat estructural no es veu afectada.

La presència d'una obstrucció d'aquest tipus genera una zona turbulenta consumidora d'energia, i en conseqüència el rendiment de la màquina disminueix, la qual cosa es tradueix en menys ingressos al cap de l'any.

Cal recalcar que a vegades és més car el fet d'arreglar l'obstrucció que la petita pèrdua de rendiment que aquesta pot causar. Per tant, segons el cas, és convenient no arreglar una obstrucció cada cop que apareix, sinó esperar a que el nombre d'obstruccions ja siguin més perjudicials per la màquina i el seu funcionament.

CAPÍTOL 12: PRESSUPOST

En aquest capítol és detalla el pressupost d'un estudi similar al realitzat. Es tracta d'un pressupost aproximat realitzat amb l'ajuda de professors universitaris, internet, catàlegs de productes i contactant amb experts i empreses del sector amb l'objectiu de determinar un preu del projecte el més fiable i representatiu.

Aquest pressupost representa com seria un pressupost per a una empresa que vol contractar un estudi com el realitzat en el projecte. Pel seu càlcul es tindran en compte quatre factors, costos de personal, costos d'ús de maquinaria, costos d'ús de programari, i el benefici industrial.

Per calcular els costos de personal es suposa que de forma general el preu per hora d'un enginyer a Espanya ronda els 25€/h aproximadament, i s'ha intentat estimar les hores dedicades a cada apartat per poder obtenir el cost total de personal.

Per calcular els costos d'ús de programari i maquinaria, no es té en compte el valor total de la maquinaria i programes utilitzats, sinó el valor proporcional a les hores d'ús.

I finalment, en relació al benefici industrial, s'estima en un 7% del total dels costos.

12.1. Software

El programa utilitzat per realitzar la simulació CFD del funcionament de la turbina, el *Software ANSYS 16.0*, és considerat un dels millors el seu sector, principalment en les simulacions CFD. D'aquest programa, s'han utilitzat principalment dos subprogrames, per una banda *Ansys Meshing* per realitzar el mallat de la geometria, i per una altra banda *Ansys fluent* per realitzar la simulació CFD de la turbina d'estudi.

Una llicència semestral oficial per poder utilitzar tots els programes d'Ansys descrits anteriorment té un cost aproximat de 60.000 €, això comporta un cost de 14,88 €/h, en total en aquest projecte s'ha invertit unes 2.016 hores, d'utilització del *Software ANSYS 16.0*, on s'inclou el temps dedicat a la realització de totes les malles, la posada a punt de la simulació, el temps de càlcul de les simulacions, el post-procés i extracció de resultats. Tot això suma un cost d'ús de programari de 29.998,06 €.

12.2. CPU

Per poder utilitzar un programa de disseny i simulació com Ansys d'una manera fluida és necessari disposar d'una capacitat computacional important, per tant és indispensable tenir ordenadors d'altres prestacions, els quals poden rondar perfectament els 1.000 €. Durant tot el projecte s'ha utilitzat un ordinador, si s'estima que el projecte té una duració de 6 mesos i que es vol amortitzar l'ordinador en un any, el cost pel seu ús, que ha estat de mig any, es pot estimar en uns 500 €.

12.3. Recollida de dades experimentals

Es recolliren dades reals en el laboratori durant aproximadament una setmana, realitzant un treball diari de 2 h. Per tant, les hores dedicades a la recollida de dades ha estat aproximadament de 14 h, que suposaria un preu de **350 €**.

12.4. Desenvolupament i càlcul computacional

12.4.1. Mallat

La realització de diverses malles creades pels tres blocs de geometria, ha suposat una inversió de 50 h, i per tant suposa un cost econòmic de **1250€**.

12.4.2. Simulació

El temps dedicat al pre-procés i post-procés de les simulacions i extracció de resultats suposa en general un cost de 65 h, que correspon a un cost econòmic de **1.625 €**.

12.5. Desenvolupament i càlcul teòric

En un projecte similar com el realitzat es necessari realitzar un gran nombre de càlculs, tan teòrics com experimentals, per poder disposar d'un gran ventall de dades amb el propòsit de realitzar una comparació entre els diferents resultats obtinguts així com amb els de la simulació realitzada i poder extreure conclusions fiables. De forma general, els càlculs que es presenten s'han calculat mitjançant fulles de càlcul Excel, amb gràfiques i taules de resultats, per poder obtenir una visió més gràfica.

La quantitat d'hores dedicades en la realització d'aquest càlculs, generació de taules i gràfiques, s'estimen en unes 50h, la qual cosa significa un cost de **1.250 €**.

12.6. Elaboració de la documentació

12.6.1. Elaboració de la memòria

L'elaboració de tota la memòria de l'estudi, en el qual s'explica de manera detallada tot el realitzat i es presenten de forma escrita els resultats i conclusions extrets, s'estima una dedicació d'unes 50h, per tant un cost de **3.750 €**.

12.6.2. Elaboració de la presentació

Finalment, en el pressupost s'inclou l'elaboració d'una presentació per poder expressar de forma oral i resumida la feina feta en el projecte i expressar els resultats i conclusions obtinguts. S'estima una dedicació de 40h, cosa que suposa un preu de **1.000 €**.

12.7. Pressupost

En aquest apartat es representa de forma resumida el detall del càlcul del pressupost realitzat.

Taula 31. Pressupost de l'estudi.

Cost de programari	
Software	29.998,06 €
Cost de maquinaria	
CPU	500 €
Cost de personal	
Recollida de dades experimentals	350 €
Desenvolupament i càlcul computacional	2.875 €
Desenvolupament i càlcul teòric	1.250 €
Elaboració de la documentació	4.750 €
	9.225 €
Total Costos	
Cost de programari	29.998,06 €
Cost de maquinaria	500 €
Cost de personal	9.225 €
	39.723,06 €
Benefici industrial (7%)	
	2.780,61 €
	42.503,67 €
IVA (21%)	
	8.925,77 €
TOTAL	51.429,45 €

12.8. Viabilitat econòmica

Es comprova que la realització d'un estudi del comportament d'un fluid en una turbina, en aquest cas Francis, mitjançant simulacions en CFD quan aquesta treballa en condicions normals o quan aquesta es troba obstruïda requereix d'un cost aproximat d'uns 50.000€ des del punt de vista de l'empresa que contracta els serveis.

S'ha de tenir en compte que estudis d'aquests característiques realitzats per empreses d'enginyeria professionals per a clients podrien arribar a tenir un preu més elevat del calculat ja que poden tractar-se d'estudis més complexos requerint de més simulacions, més estudis, etc.

En resposta de l'èxit obtingut en aquest treball on els resultats de la simulació són altament coincidents amb els experimentals es comprova la bona fiabilitat de les simulacions en CFD.

La pregunta que volem donar resposta a aquest apartat és "és viable per al client contractar estudis com el realitzat?".

El cost que per a una empresa li suposa contractar aquests tipus d'estudis en CFD requereixen d'un cost no menyspreable. No obstant, per respondre aquesta pregunta, cal comparar aquest cost amb les despeses que suposaria fer l'estudi de forma experimental, és a dir in-situ a la mateixa màquina, el cost resultaria ser molt més elevat. Un estudi experimental requereix realitzar treballs mecànics complexos sobre la màquina amb risc de malmetre-la, com per exemple la incorporació de sensors per poder mesurar i capturar els canvis de velocitat, pressió, etc., del fluid en la màquina. Addicionalment, cal tenir en compte que els assajos experimentals requereixen un cert temps cosa que implica disposar d'una màquina parada durant l'estudi, cosa que per l'empresa li pot suposar un cost ni molt menys menyspreable així com elevats costos de personal per tal de realitzar i controlar la presa de resultats.

En resum, la realització d'estudis experimentals en contrapartida al estudis en CFD representen un cost total econòmic per l'empresa més elevat. En CFD no es necessari cap instal·lació in-situ, i la seva duració normalment és menor, representant menys costos de personal. Tanmateix, és important recalcar que tot estudi en CFD no és 100% fiable ja que per simular la realitat requereix de la realització de certes hipòtesis per simplificar la complexitat del càlcul.

En definitiva, una simulació en CFD permet estalviar temps i diners al client, per tant són aconsellables. Normalment, aquest tipus d'estudis es realitzen com anàlisis previ, per tal de prosseguir posteriorment a la realització d'estudis experimentals més focalitzats. D'aquesta manera s'aconsegueix optimitzar els costos i aconseguir resultats extremadament fiables amb una bona viabilitat econòmica per al client.

CAPÍTOL 13:

CONCLUSIONS

En aquest apartat es presenten les conclusions obtingudes durant la realització de cada fase del treball, així com petites conclusions d'interès que s'han detectat, com per exemple la relació present entre la velocitat absoluta i la pressió estàtica del fluid en una turbina.

13.1. Resum de conclusions extretes durant el treball

En primer lloc, es detalla un resum de les conclusions obtingudes dels resultats de la simulació en CFD.

- **Gràfics de contorn de la pressió estàtica, de la velocitat absoluta i de la intensitat de la turbulència.**

Un gràfic de contorn serveix per mostrar de manera visual la distribució d'una magnitud.

En el cas de la pressió estàtica s'aprecia com la pressió màxima es troba a l'interior de la voluta de l'estator, en canvi la pressió mínima es troba a l'entrada del tub d'aspiració, lloc més propens a cavitació. Tal com s'ha analitzat a l'apartat 8.2.1, s'observa que la turbina estudiada en les condicions de treball no pateix de cavitació.

De forma general, es conclou que el fluid de treball d'una turbina Francis perd pressió i guanya velocitat a mesura que s'endinsa en l'interior de la turbina.

En els gràfics de turbulència, s'observa clarament que les zones més turbulentes es troben en el rodet i en el tub d'aspiració. Aquests gràfics, en conseqüència, permeten determinar preventivament les zones més subjectes a erosions o fatiga a causa de formació de vòrtex o zones turbulentes.

- **Gràfics de vectors de la velocitat absoluta i relativa.**

A partir dels gràfics de vectors de la velocitat absoluta s'estudia la direcció del moviment de les partícules en el temps dins de la turbina. En aquests tipus gràfics permeten apreciar tant la direcció com la magnitud de la velocitat.

En els gràfics de velocitat absoluta s'aprecia per una banda com en l'estator de la turbina el fluid segueix la direcció de les parets del que el

contenen, és a dir de la càmera espiral i dels àleps directius. En canvi, quan el fluid es troba en el rodet, al haver-hi present una velocitat d'arrossegament degut al gir, la direcció del fluid és la suma de la velocitat relativa i la d'arrossegament. La velocitat relativa té la direcció de les parets que el contenen, en aquest cas els àleps del rodet, i en canvi, la velocitat d'arrossegament el seu sentit és tangencial al gir en el rodet.

- **Gràfics de pressió en el temps dels monitors.**

En l'estudi realitzat, s'han utilitzat monitors puntuals per analitzar la variació de pressió en el temps en l'interior de la turbina. Això permet analitzar les petites variacions que tenen lloc dins de la turbina. Tanmateix aquests gràfics permeten l'extracció de la mesura mitjana de la pressió en els diversos monitors, així com el seu interval d'oscil·lació poder comparar-los entre ells.

Es conclou que la pressió disminueix com més endinsat estigui el monitor a la turbina. Per altra banda, entre monitors d'igual posició s'observa que la pressió és molt similar entre ells però amb un cert desfasament en el temps segons la posició en que es troben.

- **Gràfics en el temps del CL dels àleps directius i del rodet.**

En l'estudi realitzat, s'han realitzat gràfiques del "lift" en els àleps de l'estator i del rotor. El coeficient de "lift" informa sobre la pressió que reben els àleps del rotor i l'estator al interaccionar amb el flux, i permeten deduir si aquesta força és massa gran per a la resistència estructural dels àleps. En aquest cas s'ha observat que els àleps no patiran excessivament i tindran una bona durabilitat.

- **Gràfics de freqüència de variació de la pressió i del CL.**

Mitjançant la transformada de Fourier dels gràfics de pressió i de "lift" obtinguts, s'extreuen les gràfiques de freqüències de variació.

Aquest gràfics permeten estudiar la causa de les variacions de pressió en l'interior de la turbina i de "lift", principalment mitjançant la comparació dels pics de freqüència obtinguts en el CFD amb les freqüències d'interacció potencial del rodet i del distribuïdor calculades teòricament. S'observa coincidència en la majoria de pics de freqüència. La resta de pics desconeguts, s'intueix que segurament són causats per altres factors que no s'han calculat a causa de la seva complexitat, com per exemple generacions de vòrtex o desprendiments de capa límit.

- **Comparativa de resultats del CFD amb el teòrics i experimentals.**

De la simulació del CFD s'han extret dades numèriques d'interès del CFD (com per exemple la pressió i la velocitat en la entrada i sortida del rodet i de la turbina) amb el propòsit de determinar mitjançant l'equació general de Bernoulli l'altura teòrica del rodet i l'alçada neta de la turbina.

Al comparar l'alçada teòrica amb l'altura teòrica del rodet obtinguda teòricament mitjançant l'equació d'Euler, així com l'atura neta obtinguda experimentalment al laboratori, es conclou que hi ha una rellevant similitud entre elles que verifica la fiabilitat de l'estudi.

- **Rendiment de la turbina segons CFD.**

De la simulació en CFD, s'extreu que el rendiment de la turbina és de 64,48%. Aquest rendiment és un rendiment hidràulic, és a dir, no es tenen en compte les perdudes mecàniques i volumètriques de la turbina, per la qual cosa el rendiment total és una mica inferior a l'obtingut. En canvi, si s'observa la Figura 112 següent, es pot comprovar com per una turbina Francis el rendiment hauria d'estar entre el 90 i 96%, molt superior al obtingut del CFD. Això podria ser a causa de que la turbina estudiada és una turbina educacional, no destinada a l'obtenció d'energia i que, per tant, no està tan ben dissenyada com ho estaria una real, d'aquí el no obtenir el rendiment tan elevat característic d'una turbina Francis.

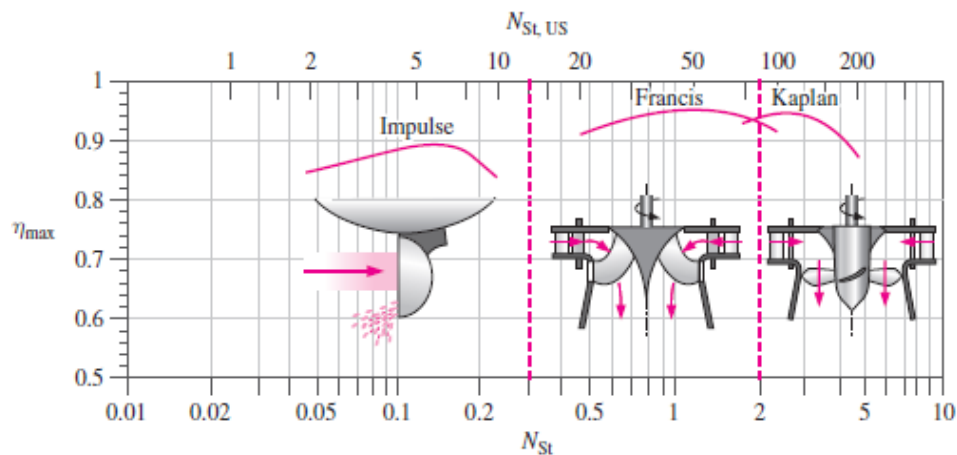


Figura 112. Rendiments característics de diferents classes de turbines.

En segon lloc, es detalla un resum de les conclusions obtingudes de l'estudi d'obstruccions realitzat en CFD.

- **Estudi de detecció de possibles obstruccions de la turbina.**

De l'estudi realitzat es conclou que tota obstrucció del 50% no provoca un canvi dràstic en el funcionament de la màquina, sinó que genera canvis localitzats en la zona de l'obstrucció. Aquests canvis consisteixen principalment en l'aparició d'una gran zona turbulenta a la part posterior de l'obstrucció generada a causa del desprendiment de la capa límit del fluid de treball que hi té lloc. És a dir, una obstrucció del 50% en un dels canals del distribuïdor no provoca que la turbina treballi fora de les condicions establertes pel fabricant, i que per tant, la seva integritat estructural no es veu afectada.

Per altra banda, com a resultat de l'estudi realitzat es conclou un mètode de detecció de possibles obstruccions. El mètode proposat no deixa de ser un mètode teòric que com a següents passes seria necessari estudiar la seva viabilitat tant econòmica com mecànica, així com perfeccionar-lo i detallar-lo per obtenir un mètode òptim i aplicable de forma fàcil a la realitat de cada cas.

Finalment, en tercer lloc, es detalla un resum de les conclusions obtingudes de la viabilitat econòmica d'un estudi en CFD.

- **Viabilitat econòmica.**

En definitiva, la realització d'estudis en CFD permet estalviar temps i diners, per tant són aconsellables.

En un estudi en CFD no es necessari cap instal·lació in-situ, i la seva duració normalment és menor que un estudi experimental, representant menys costos de personal.

Tanmateix, és important recalcar no té una fiabilitat del 100% ja que per simular la realitat requereix de la realització de certes hipòtesis per simplificar la complexitat del càlcul. Normalment, els estudis en CFD van acompanyats d'estudis experimentals per tal d'optimitzar els costos i aconseguir resultats extremadament fiables amb una bona viabilitat econòmica per al client. L'estudi CFD focalitza l'estudi i posteriorment els experimentals corroboren les conclusions.

La realització d'estudis en CFD permet donar resposta a diferents necessitats dels clients amb una gran viabilitat econòmica. Per exemple poden donar resposta a com incrementar el rendiment de les màquines, a com detectar possibles obstruccions, així com ajudar a la implantació de plans preventius, etc., respostes que directament afecten positivament a la compta de resultats del client.

13.2. Relació entre velocitat absoluta i pressió estàtica

En aquest aparta es presenta les conclusions extretes de la relació present entre la velocitat absoluta i la pressió estàtica del fluid en una turbina.

Observant el gràfic de contorn de la velocitat absoluta s'aprecia que a mesura que el fluid s'endinsa en la turbina cada vegada augmenta més la seva velocitat. Això es pot explicar a partir de l'Equació de Continuitat, i és que a mesura que el flux avança, la seva àrea de pas és més petita i, per tant, la seva velocitat augmenta.

$$A_1 \cdot c_1 \cdot \rho = A_2 \cdot c_2 \cdot \rho \rightarrow \text{si } A_2 \downarrow \text{ aleshores } c_2 \uparrow \rightarrow A_2 = \frac{1}{c_2}$$

A més, quan el fluid arriba al rodet, aquest en girar permet al fluid augmentar de velocitat, d'aquí que s'obtinguin pics de velocitat important just en la zona de xoc entre els àleps del rodet i el flux de treball.

D'altra banda, observant els gràfics de contorn de pressions estàtiques i de velocitats absolutes a la vegada, és fàcil adonar-se que en els llocs on la pressió és més petita, la velocitat és més gran.

Aquest efecte s'explica mitjançant l'Equació general de Bernoulli:

$$\text{constante} = p_{\text{estática}} + \frac{c^2 \cdot \rho}{2} + z \cdot \rho \cdot g$$

Aquesta equació reflexa que l'energia no es destrueix sinó que es transforma. Les energies principals en una turbina, són la energia de pressió, l'energia cinètica i l'energia potencial. L'energia potencial es pot considerar menyspreable ja que en aquest cas les diferències de cotes són molt petites, degut a que es treballa amb una turbina a escala. Es conclou que l'energia cinètica i la de pressió estan lligades entre si, de manera inversament proporcional, com es demostra en l'equació següent:

$$p_{\text{estática}_1} + \frac{c_1^2 \cdot \rho}{2} = p_{\text{estática}_2} + \frac{c_2^2 \cdot \rho}{2} \rightarrow \text{si } c_2 \uparrow \text{ entonces } p_{\text{estática}_2} \downarrow \rightarrow c_2 = \frac{1}{p_{\text{estática}_2}}$$

No obstant, també es conclou que l'augment de velocitats en el rodet no és degut només a la disminució de l'àrea de pas i de "l'efecte Bernoulli", sinó també per la velocitat pròpia del rodet. Això s'explica degut a que en el rodet hi ha present una velocitat d'arrossegament, gir del rotor, la qual no està present en l'estator.

CAPÍTOL 14:

Bibliografia

14.1. Bibliografia de consulta

Wikipedia. "Turbina Francis". Últim accés Abril 25, 2016.
https://es.wikipwdia.org/wiki/Trubina_Francis.

Wikipedia. "Turbina hidráulica". Últim accés Abril 26, 2016.
https://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_hidr%C3%A1ulica.

Wikipedia. "Turbina Francis". Últim accés Abril 27, 2016.
<https://es.wikipedia.org/wiki/Turbom%C3%A1quina>.

Wikipedia. "Cavitación". Últim accés Abril 30, 2016.
<https://es.wikipedia.org/wiki/Cavitaci%C3%B3n>.

Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona. 2015. Diapositives de classe de Enginyeria de Fluids, Mecànica de Fluids i Màquines Hidràuliques. UPC.

LearnCax. "Basics of Y Plus, Boundary Layer and Wall Function in Turbulent Flows". Últim accés Maig 15, 2016. <https://www.learncax.com/knowledge-base/blog/by-category/cfd/basics-of-y-plus-boundary-layer-and-wall-function-in-turbulent-flows>.

Biblioteca Universitaria. "Caracterització del flux a causa de la interacció rotor-estator en turbomàquines mitjançant CFD". Últim accés Maig 18, 2016.
http://biblioteca.universia.net/html_bura/ficha/params/title/caracteritzacio-flux-causa-interaccio-rotor-estator-turbomaquines-mitjan%C3%A7ant-cfd/id/58744440.html.

CFD Online. "Turbulence intensity". Últim accés Maig 20, 2016. http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity.

CFD Online. "Lift and drag". Últim accés Maig 10, 2016. http://www.cfd-online.com/Wiki/Lift_and_drag.

Ansys Guide. "Ansys Meshing User's Guide". Últim accés Maig 28, 2016.
<http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Meshing%20Users%20Guide.pdf>.

Ansys Guide. "Ansys Fluent User's Guide". Últim accés Maig 30, 2016.
<http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Fluent%20Users%20Guide.pdf>.